



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DESARROLLO DE UN MODELO ÓPTICO Y TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR LINEAL FRESNEL CON RECEPTOR TRAPEZOIDAL

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

FLORES CALDERÓN ESTEBAN PAÚL
esteban.flores02@epn.edu.ec

DIRECTOR:
DR. ORDÓÑEZ MALLA FREDDY
freddy.ordonez@epn.edu.ec

CODIRECTOR:
DR. SORIA PEÑAFIEL RAFAEL ANDRÉS
rafael.soria01@epn.edu.ec

Quito, septiembre 2019

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por **ESTEBAN PAÚL FLORES CALDERÓN**, bajo nuestra supervisión.

Dr. Freddy Ordóñez Malla.

DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Rafael Soria Peñafiel D.Sc.

CODIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **ESTEBAN PAÚL FLORES CALDERÓN**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Esteban Paúl Flores Calderón

DEDICATORIA

A mis padres y hermana que han sido un constante apoyo durante mis estudios.

A mi pareja que siempre estaba ahí conmigo en los momentos más difíciles.

A mis amigos y profesores que me acompañaron y guiaron en este trayecto.

AGRADECIMIENTO

Al Dr. Ordóñez, Dr. Soria y Dr. Rojas por asesorarme durante el desarrollo del presente proyecto.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN.....	i
DECLARACIÓN.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
RESUMEN.....	x
ABSTRACT.....	xi
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	xii
INTRODUCCIÓN.....	1
Pregunta de Investigación.....	2
Objetivo General.....	2
Objetivos Específicos.....	2
Alcance.....	2
1. MARCO TEÓRICO.....	4
1.1. Estado actual de la tecnología de concentración solar en Ecuador.....	4
1.2. Concentradores solares tipo Fresnel.....	9
1.3. Modelamiento de los colectores lineales Fresnel.....	11
2. METODOLOGÍA.....	14
2.1. Descripción del colector solar.....	14
2.2. Algoritmo de integración por Monte-Carlo.....	16
2.3. Modelo óptico.....	17
Dirección del haz de radiación y posicionamiento de los espejos.....	18
Solstice (Monte-Carlo Ray Tracing).....	20
Manejo de Solstice.....	22
2.4. Modelo térmico.....	26
Radiación de onda larga.....	27
Convección natural.....	31
Convección forzada.....	33
Conducción.....	35
Balance energético y sistema de ecuaciones.....	35
2.5. Modelo acoplado.....	40
Integración anual por el algoritmo de Monte-Carlo.....	42

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	44
3.1. Validación del modelo óptico.....	44
3.2. Validación del modelo térmico.....	46
3.3. Estudio paramétrico anual del colector lineal Fresnel.....	49
Variación de la separación entre espejos.....	49
Variación de las dimensiones de la cavidad receptora.....	52
Variación del ancho de los espejos reflectores primarios.....	54
Variación del flujo másico	57
4. CONCLUSIONES	59
Referencias Bibliográficas	61

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Irradiación Solar Directa Normal (DNI) Anual.....	5
Figura 1.2. Gráfico de pastel de las plantas de generación eléctrica en Ecuador, 2016....	5
Figura 1.3. Tecnologías de concentración solar: (a) LRF; (b) PTC; (c) CRS; (d) PDC.	8
Figura 1.4. Esquema de un LFC: radiación solar (solar radiation), espejos reflectores primarios (mirror array), cavidad receptora (cavity receiver), motor de pasos para el seguimiento solar (stepper motor).....	10
Figura 1.5. Cavidad receptora de forma trapezoidal.	10
Figura 1.6. LCF compacto e híbrido.....	11
Figura 1.7. Diagrama de flujo del modelo MCRT-FVM.....	13
Figura 2.1. Esquema del colector lineal Fresnel.....	15
Figura 2.2. Ángulos solares y vector solar unitario.....	19
Figura 2.3. Ángulos para la rotación del reflector primario.	19
Figura 2.4. A la izquierda se observa el algoritmo de integración por Monte-Carlo para una reflexión. A la derecha se ve un esquema de la reflexión de un rayo.	21
Figura 2.5. Comparación entre Solstice, Soltrace y Tonatihu.....	22
Figura 2.6. Comando para ejecutar Solstice.	24
Figura 2.7. Convergencia en Solstice.	25
Figura 2.8. Definición de los ángulos azimutal y cenital en Solstice.....	26
Figura 2.9. Mecanismos de transferencia de calor en el receptor trapezoidal.	27
Figura 2.10. Método de cuerdas cruzadas para una geometría bidimensional arbitraria.	29
Figura 2.11. Esquema para el cálculo de los factores de forma.	30
Figura 2.12. (a) Convección natural en placa inclinada fría $T_s < T_\infty$. (b) Convección natural en placa inclinada caliente $T_s > T_\infty$	32
Figura 2.13. Flujos debido a la flotabilidad en: (a) placa fría superior, (b) placa fría inferior, (c) placa caliente superior, (d) placa caliente inferior.	33
Figura 2.14. Esquema de los flujos de calor en la cavidad receptora.....	35
Figura 2.15. Convergencia de la temperatura de la placa absorbedora en el modelo térmico.....	39
Figura 2.16. Diagrama de flujo del modelo acoplado.	41
Figura 2.17. Convergencia de la integración anual por Monte-Carlo.....	43
Figura 3.1. Energía útil anual vs separación bajo el receptor, para diferentes valores de separación entre espejos (se especifican en la leyenda).	49
Figura 3.2. Pérdidas ópticas manteniendo fija una separación de 0.06 m entre espejos y variando la separación bajo el receptor.....	50
Figura 3.3. Pérdidas ópticas anuales.	51
Figura 3.4. Pérdidas térmicas anuales.....	51
Figura 3.5. Variación del alto de la cavidad receptora y del ángulo de los reflectores secundarios.	52
Figura 3.6. Pérdidas térmicas anuales variando dimensiones de la cavidad receptora.	52
Figura 3.7. Pérdidas ópticas anuales variando dimensiones de la cavidad receptora.	53
Figura 3.8. Variación de la altura de la cavidad receptora manteniendo el ángulo de los receptores secundarios constate a 45°	54
Figura 3.9. Energía útil vs ancho de espejos.	55
Figura 3.10. Eficiencias del LFC variando el ancho de los espejos.....	55
Figura 3.11. Etendue vs ancho de espejos.....	56

Figura 3.12. Temperatura del HTF a la salida del colector, se muestra la temperatura máxima y mínima para cada flujo másico y la temperatura promedio anual.....	57
Figura 3.13. Eficiencia térmica anual promedio, máxima y mínima.	57

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tecnologías de concentración solar (CSP).	7
Tabla 1.2. Plantas con LFR existentes a nivel mundial.	8
Tabla 2.1. Parámetros geométricos.	14
Tabla 2.2. Propiedades de los componentes del LFC.	15
Tabla 2.3. Calidad de la estimación por el método de Monte-Carlo.	17
Tabla 2.4. Ecuaciones para el cálculo de la posición solar y rotación de los reflectores. .	18
Tabla 2.5. Comandos para crear la geometría del colector.	23
Tabla 2.6. Tiempos de simulación en Solstice.	25
Tabla 2.7. Factores de forma para la cavidad trapezoidal.	30
Tabla 2.8. Propiedades del agua a 40 °C.	37
Tabla 2.9. Condiciones iniciales para la resolución del modelo térmico.	38
Tabla 2.10. Tiempos de simulación para el modelo térmico.	39
Tabla 2.11. Inputs y outputs del modelo acoplado.	40
Tabla 2.12. Convergencia de la integración anual por Monte-Carlo.	42
Tabla 3.1. Parámetros geométricos usados en la validación del modelo óptico, y diferencias principales entre los códigos.	44
Tabla 3.2. Resultados de la validación.	45
Tabla 3.3. Propiedades usadas en la validación del modelo térmico.	46
Tabla 3.4. Diferencias entre el modelo térmico desarrollado y el usado para la validación.	47
Tabla 3.5. Temperaturas de la cavidad receptora con coeficiente de convección externa variable.	48
Tabla 3.6. Temperaturas de la cavidad receptora con coeficiente de convección externo constante.	48

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo el desarrollar una herramienta capaz de combinar los modelos óptico y térmico para un colector solar Fresnel con receptor trapezoidal. La codificación de los modelos fue elaborada usando el lenguaje de programación Python. El modelo óptico se desarrolló usando el software libre Solstice que funciona en base al método de Monte-Carlo Ray Tracing (MCRT). El modelo térmico está basado en el modelo simplificado de resistencias térmicas con algunas variantes y adicionales que permiten el acople entre ambos modelos y la reducción del tiempo de simulación. El modelo acoplado permite estudiar el comportamiento óptico y térmico del receptor de manera anual usando el algoritmo de integración de Monte-Carlo. Los códigos óptico y térmico desarrollados fueron validados comparándolos con investigaciones encontradas en la revisión bibliográfica. Finalmente, se probó la robustez del modelo acoplado desarrollado mediante un estudio paramétrico anual en donde se variaron varios aspectos de la geometría tanto del campo de reflectores primarios como de la cavidad trapezoidal, llegando a determinar que las pérdidas ópticas son el 95% de las pérdidas totales por lo que la parte óptica del LFC domina sobre la parte térmica al momento de realizar un estudio del comportamiento combinado del colector.

Palabras clave: Solstice, integración por Monte-Carlo, energía anual, Fresnel, modelo acoplado.

ABSTRACT

The present work aims to develop a tool capable of combining the optical and thermal models of a Fresnel solar collector with trapezoidal receiver. The coding of the models was elaborated using the Python programming language. The optic model was developed using the free Solstice software that works based on the Monte-Carlo Ray Tracing (MCRT) method. The thermal model is based on the simplified model of thermal resistances with some variants and additional ones that allow the coupling between both models and the reduction of the simulation time. The coupled model allows to study the optical and thermal behavior of the receiver annually using the Monte-Carlo integration algorithm. The developed optical and thermal codes were validated by comparing them with research found in the literature review. Finally, the robustness of the coupled model developed was tested through an annual parametric study where several aspects of the geometry of the field of primary reflectors and the trapezoidal cavity were varied, determining that the optical losses are 95% of the total losses, so that the optical part of the LFC dominates the thermal part at the time of conducting a study of the combined behavior of the collector.

Keywords: Solstice, Monte-Carlo integration, annual energy, Fresnel, coupled model.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

N	Número de espejos reflectores primarios.
W	Ancho, separación [m].
L	Longitud [m].
FF	Factor de cobertura.
FC	Factor de concentración.
H	Altura [m].
e	Espesor [mm].
N_T	Número de tuberías.
D	Diámetro [mm].
n	Índice de refracción.
k	Conductividad térmica [W/mK].
$p_X(x)$	Función de densidad probabilística de la variable aleatoria X .
\tilde{a}_n	Estimador de Monte-Carlo.
$w(x)$	Pesos de Monte-Carlo.
R	Error relativo de Monte-Carlo.
E	Ecuación del tiempo [min], Energía [GJ]
Hr	Hora solar [min]
d	Distancia entre dos puntos [m].
\hat{R}	Dirección de la reflexión.
P	Potencia [W].
I	Intensidad radiante [W/sr].
$H(x)$	Función de prueba.
S_R	Superficie reflectiva [m ²].
r_i	Posición del elemento o superficie i [m].
A	Área [m ²].
F_{ij}	Factor de forma de la superficie i a la j .
q_r	Flujo de calor neto por radiación de onda larga [W/m ²].
q_{in}	Tasa de transferencia de calor por radiación de onda corta [W].
q	Tasa de transferencia de calor neta por convección o conducción [W].
Nu	Número de Nusselt.
Re	Número de Reynolds.
Ra	Número de Rayleigh.
h	Coefficiente de convección [W/m ² K].
g	Gravedad = 9.18 [m/s ²].

T	Temperatura [K].
T_{∞}	Temperatura libre del fluido [K].
T_f	Temperatura de película [K].
V_{∞}	Velocidad libre del fluido [m/s].
f	Factor de fricción.
\dot{m}	Flujo másico [kg/s].
E_R	Error relativo de Gauss-Seidel.
NN	Número de fechas aleatorias [día, hora].
DNI	Radiación normal incidente [W/m ²].
t	Tiempo [s].

Letras griegas

α	Absortividad, difusividad térmica [m ² /s].
α_s	Ángulo cenital [°].
β	Coefficiente de expansión volumétrica [K ⁻¹].
Δ	Variación, intervalo.
δ	Declinación [°].
γ_s	Ángulo acimutal [°].
ε	Emisividad.
ρ	Reflectividad, densidad [kg/m ³].
τ	Transmisividad.
θ	Ángulo reflectores secundarios, ángulos para cálculo de la rotación de reflectores primarios [°].
$\tilde{\sigma}_n$	Error o desviación estándar.
σ	Constante de Stefan Boltzmann = 5.67x10 ⁻⁸ [W/m ² K ⁴].
ω	Ángulo horario [°].
ω	Dirección de la radiación solar.
μ	Viscosidad dinámica [Ns/m ²].
ν	Viscosidad cinemática [m ² /s], frecuencia [Hz].

Nota: En el presente escrito las gráficas se encuentran en el sistema inglés.

DESARROLLO DE UN MODELO ÓPTICO Y TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR LINEAL FRESNEL CON RECEPTOR TRAPEZOIDAL

INTRODUCCIÓN

La energía solar es una fuente de energía renovable y abundante, por tanto, es una opción para reemplazar el consumo de energías fósiles en el corto plazo [1]. Las tecnologías de concentración solar son opciones viables para tal propósito. Existen cuatro tecnologías de concentración solar, clasificadas por el tipo de receptor utilizado (fijo o móvil) y por el tipo de foco (puntual o lineal), estas son: PTC (Concentradores Parabólicos), LFC (Concentrador Lineal de Fresnel), torre solar, y disco parabólico. Dentro de las tecnologías de concentración solar, los Colectores Lineales de Fresnel (LFC, por sus siglas en inglés) pueden ser usados tanto para generación de energía eléctrica, como para generación de calor en procesos industriales. Al comparar los LFC con los PTC, se verifica que la energía eléctrica anual producida por una planta de PTC es un 15% mayor que la producida por una planta de LFC. Sin embargo, las principales ventajas que motivan al uso de los LFC frente a los PTC son: baja inversión inicial (hasta aproximadamente un 45% menor que el costo de capital de una planta de PTC, debido a la facilidad de construcción por la geometría de los helióstatos planos en comparación con los espejos parabólicos), menor área de terreno a usarse por los reflectores primarios, costos de operación y mantenimiento menores, y costo de amortización y de seguro menores, lo que da como resultado que el LCOE (Costo Nivelado de la Energía Eléctrica) sea similar al LCOE de una planta de PTC [2]. Adicionalmente, el uso de una cavidad trapezoidal como receptor en los LFC ha despertado el interés, debido a que se puede usar dicha geometría ya que es de fácil construcción en países no industrializados, sin embargo, la eficiencia térmica de dicha cavidad depende de varios factores como: el uso o no de reflectores secundarios [3], dimensiones de la cavidad receptora [4], diámetro, número y separación entre tuberías [5], tipo y espesor de aislante, entre otros parámetros.

Tradicionalmente el análisis óptico y el análisis térmico de un LFC han sido llevados por separado (*soft-link*), debido a los altos tiempos computacionales de los dos modelos y a la dificultad de comunicación entre los softwares de cada modelo. Existen pocos estudios que implementen modelos acoplados (óptico y térmico en un único algoritmo) para colectores LFC. Por ejemplo, Moghimi et al. [6], usaron Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para combinar el modelamiento óptico y térmico de un LFC, este modelo permite conocer el rendimiento óptico y las pérdidas de calor dentro de la cavidad trapezoidal del colector [7]. Sin embargo, la principal desventaja del mismo es la complejidad del modelo

desarrollado en ANSYS, y a su vez el alto costo computacional que se necesitaba para resolver el problema, (10 horas para un análisis en 3D del receptor) [6]. El objetivo de este trabajo es desarrollar un código en Python que acople en el mismo algoritmo de cálculo al modelo óptico y al modelo térmico de un LFC con un receptor trapezoidal. El modelo térmico se basa en el trabajo desarrollado por Jaramillo (2017), mientras que el modelo óptico utiliza el software Solstice (Monte-Carlo Ray Tracing) para calcular la concentración solar sobre el receptor. La herramienta a ser desarrollada es muy importante, primero porque no existen estudios que hayan acoplado los modelos ópticos y térmicos sin usar CFD, y también porque servirá en estudios posteriores para realizar estudios paramétricos sobre las diferentes variables involucradas. La herramienta también se podrá usar para realizar estudios de optimización del colector lineal de Fresnel.

Pregunta de Investigación

¿Es posible combinar (*hard-link*) los modelos óptico y térmico de un colector lineal Fresnel de geometría trapezoidal de forma que se genere una herramienta que permita realizar estudios detallados y rápidos?

Objetivo General

Desarrollar un modelo óptico y térmico de un colector solar lineal Fresnel con receptor trapezoidal.

Objetivos Específicos

- Adaptar los modelos desarrollados, térmico y óptico, en lenguaje Python, de tal manera que puedan ser acoplados.
- Acoplar los modelos óptico y térmico en lenguaje Python.
- Realizar un estudio de sensibilidad del comportamiento óptico y térmico de un colector lineal Fresnel en regiones ecuatoriales.

Alcance

El presente proyecto busca elaborar una herramienta capaz de combinar el modelamiento óptico y térmico del LFC en un solo código computacional mediante el lenguaje de programación Python.

Utilizando como base el modelamiento térmico del receptor mediante resistencias térmicas y para el estudio óptico se usará el método de Monte-Carlo Ray Tracing incorporado en el

software libre Solstice, el cual ha sido desarrollado con el objetivo de ayudar a la simulación óptica de plantas de concentración solar.

Una vez desarrollado el código en Python que combina ambos modelos, se procede al estudio del potencial de dicha herramienta, para lo cual se analiza el comportamiento del LFC durante un año típico en la ciudad de Quito variando parámetros de tipo geométrico tanto en el receptor como en el campo de espejos reflectores primarios.

1. MARCO TEÓRICO

La creciente demanda energética a nivel nacional conjuntamente con las preocupaciones por el cambio climático, el pico (cénit) petrolero y la seguridad energética están marcando el ritmo de transición energética requerido para abandonar aquella fuente principal de energía que se ha conservado hasta la actualidad: los combustibles fósiles. El reto de sustituir los combustibles fósiles como principal fuente de energía en Ecuador no puede sustentarse en un solo tipo de energía sino en una diversificación adecuada de opciones, la propuesta estatal para el período 2009-2020 apunta a un cambio de matriz energética que tiene como objetivo principal el desarrollo y expansión de fuentes hidroeléctricas en un 86%, mientras que el uso de energía proveniente de fuentes solar, eólica y biomasa se estima en un 6% [8].

1.1. Estado actual de la tecnología de concentración solar en Ecuador

Ecuador se posiciona como uno de los países en donde el potencial solar se sitúa dentro de niveles adecuados como para convertirse en una fuente de energía significativa [8]. Debido a su ubicación geográfica cerca de latitud 0°, el país recibe una radiación solar incidente bastante homogénea en intensidad durante todo el año, esto también se debe a que Ecuador no tiene la presencia de las 4 estaciones climáticas, sino que solo se tiene la presencia de una estación seca y una estación lluviosa, lo que hace que el aprovechamiento de este recurso energético sea más confiable [9].

La mayor parte de la sierra ecuatoriana tiene un potencial anual promedio de 4,4 a 4,7 kWh/m²/día de insolación global [8]. Para que la generación de electricidad mediante tecnologías de concentración solar (CSP) sea técnicamente factible se requiere de un mínimo de 5 kWh/m²/día de insolación directa [10], en la Figura 1.1 se observa que son pocas las zonas en el país en donde se cumple dicha insolación directa, estas zonas clasificadas por provincias corresponden a: Pichincha, Imbabura, Cotopaxi, las islas Galápagos, y Loja [8], [9].

Pese a que el Ecuador tiene un potencial medio de recurso solar (al compararlo con países con alto potencial ubicados en África, Europa o Norte-América) esta fuente de energía no ha sido estudiada y aprovechada en profundidad, como se observa en la Figura 1.2, en el balance energético nacional del 2016, la cantidad de energía proveniente de fuentes renovables (solar, olas y mareas, eólica) que se ha usado para la generación de energía eléctrica es apenas de 0,4 PJ (Petajoules) lo que corresponde a un 0,2% de la energía total usada para generación de electricidad en centrales eléctricas a nivel nacional.

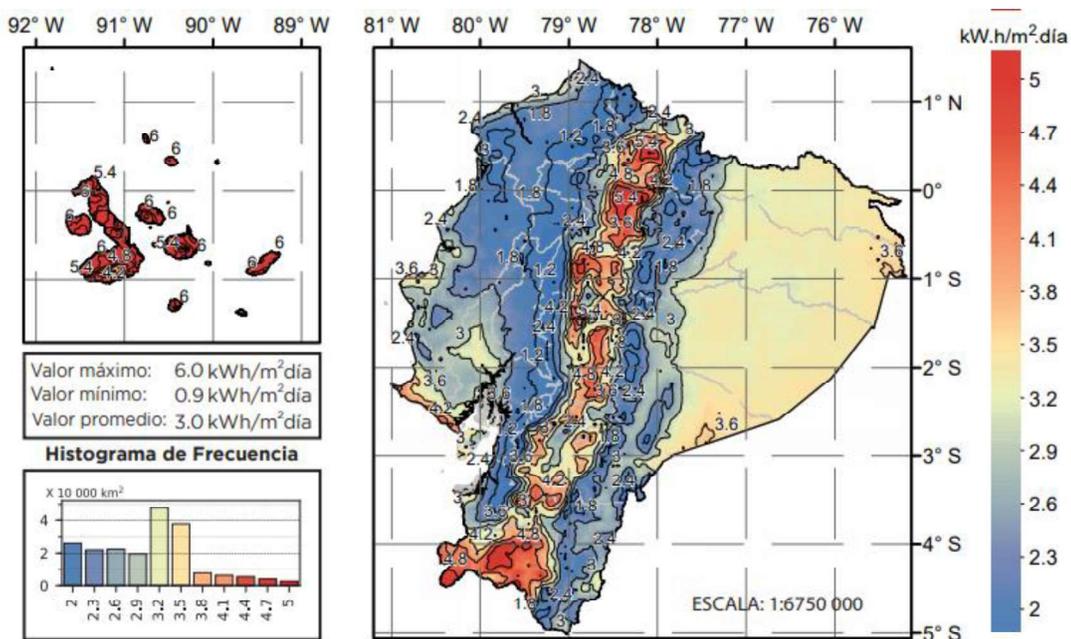


Figura 1.1. Irradiación Solar Directa Normal (DNI) Anual.

(Fuente: [11])

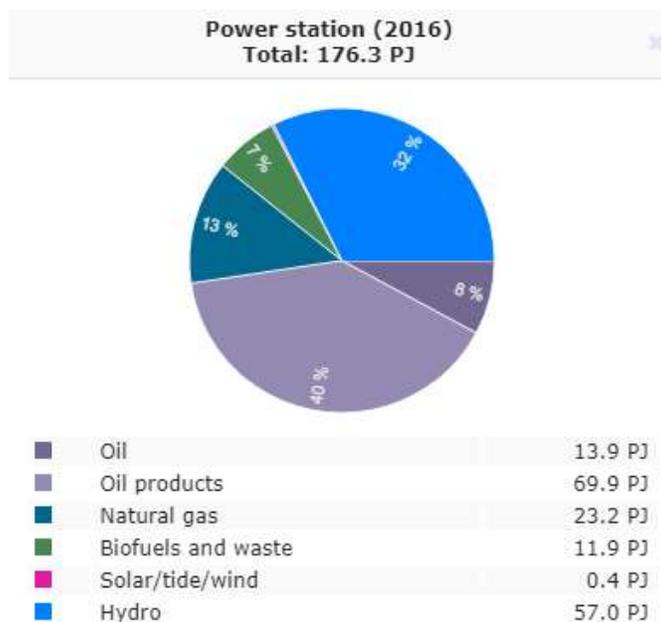


Figura 1.2. Gráfico de pastel de las plantas de generación eléctrica en Ecuador, 2016.

(Fuente: <https://www.iea.org/Sankey/#?c=Ecuador&s=Balance>)

Para proporcionar una fuente de energía primaria duradera y generalizada, la energía solar debe capturarse, almacenarse, y utilizarse de manera rentable [12]. Las tecnologías que aprovechan el potencial solar se clasifican en: fotovoltaicas y concentración solar. Los sistemas fotovoltaicos funcionan bajo el efecto fotoeléctrico, en donde los fotones de la radiación solar incidente mueven a los electrones de las células fotovoltaicas (materiales

semiconductores) creando así zonas en donde se acumulan las cargas y por ende se crea una diferencia de potencial dentro de la célula como si esta fuera una pila. Algunas de las principales ventajas de este tipo de sistema son: sistema libre de contaminación, se pueden instalar dentro y fuera de la superficie terrestre, mantenimiento fácil de realizar, etc. Sin embargo, las principales desventajas que se tiene es que el costo inicial de instalación es considerablemente elevado y la eficiencia de conversión es relativamente baja [13]. El rango de eficiencia para plantas fotovoltaicas se encuentra entre el 12% y el 27% [8]. En Ecuador, el uso de sistemas fotovoltaicos se ve consolidado en el proyecto F.E.R.U.M. (Energización Rural y Electrificación Urbano-Marginal) cuyo propósito es el de mejorar la calidad de vida de las personas localizadas en sectores rurales y que no tienen acceso a la red eléctrica, en 2017 más de 260 ciudadanos han sido beneficiados con obras de este proyecto [14].

La tecnología de concentración solar (CSP) se basa en el flujo de energía por calor hacia un fluido de transferencia de calor (HTF) que se consigue mediante la concentración de irradiación solar en un área pequeña [12]. El HTF incrementa su temperatura e inclusive en algunos casos cambia de estado líquido a gaseoso con el propósito de generar calor para procesos industriales o domésticos, o mover una turbina conectada a un generador eléctrico. La eficiencia de las plantas de concentración solar varía entre el 35% y el 42% [8], y depende de los materiales de construcción, sistemas de almacenamiento térmico, intercambiadores de calor, geometría, turbinas y generadores empleados [15]. En la actualidad la disminución del precio de los paneles fotovoltaicos ha incrementado su demanda y ha dado paso a una batalla de relación costo-beneficio entre la tecnología fotovoltaica y los CSP, motivo por el cual se han iniciado varias investigaciones en torno al incremento de la eficiencia y rentabilidad del uso de CSP. Las principales ventajas de los sistemas de concentración solar son: costos bajos de instalación, operación y mantenimiento; libre de contaminación, buen potencial de ampliación, etc. Por otro lado, una de las principales desventajas del CSP es que no es apto para cualquier ubicación, debido a que solo es prometedor en lugares con elevadas DNI [15].

Los sistemas de concentración solar se pueden clasificar en base a la Tabla 1.1, en la actualidad de los 4 tipos de tecnología de concentración solar (ver Figura 1.3) los que han sido mayormente utilizados a nivel mundial al momento de construir plantas son los colectores parabólicos (PTC) y las torres solares (SPT) [15]. Sin embargo, se ha demostrado que los colectores lineales de Fresnel (LFC) pueden competir con una planta PTC debido a que el costo de capital es hasta un 45% más bajo (esto se debe a la facilidad de construcción de heliostatos planos), menor área de terreno a usarse por los reflectores primarios, costos de operación y mantenimiento menores, y costo de amortización y de

seguro menores, lo que da como resultado que el LCOE (Costo Nivelado de la Energía Eléctrica) sea similar al LCOE de una planta de PTC [2]. En la Tabla 1.2 se encuentran las plantas LFR existentes y en construcción a nivel mundial.

Tabla 1.1. Tecnologías de concentración solar (CSP).

Tipo de enfoque Tipo de receptor	Enfoque lineal: Los colectores siguen al sol sobre un eje simple y dirigen la irradiancia a un receptor lineal. Esto hace que el sistema de seguimiento sea simple.	Enfoque puntual: Los colectores siguen al sol sobre dos ejes y dirigen la irradiancia a un receptor puntual simple. Esto permite conseguir temperaturas más altas.
Fijo: Los receptores fijos son elementos estacionarios que son independientes del sistema de seguimiento solar. Esto facilita el transporte de calor hacia el HTF.	Reflectores Lineales de Fresnel (LFR)	Torres Solares (CRS)
Móvil: Los receptores móviles se acomodan conforme lo hace el sistema de seguimiento solar. Tanto en enfoque lineal como en puntual, los receptores móviles recolectan más energía.	Concentradores Parabólicos (PTC)	Discos Parabólicos (PDC)

(Fuente: IEA, Technology Roadmap)

Actualmente en Ecuador el artículo 413 de la Constitución ecuatoriana establece que será el Estado quien promueva el desarrollo de proyectos de generación eléctrica económica y ecológicamente equilibrada, permitiendo que las energías limpias y renovables tengan una participación mayoritaria con el objetivo de disminuir el consumo de energías fósiles [16], [17]. Pese a los esfuerzos del gobierno por impulsar este tipo de tecnologías, hasta la fecha no se han implementado proyectos con tecnologías de concentración solar en el país, sin embargo, se han comenzado a desarrollar numerosos estudios preliminares, auspiciados por el sector eléctrico, universidades públicas y privadas, y sector privado, con el fin de reducir la contaminación global y cubrir la demanda energética del país en el futuro [16]. Tomando en cuenta el potencial solar en Ecuador, y las limitantes tecnológicas al ser un país no industrializado y en vías de desarrollo, es que se anticipa que la implementación de tecnologías complejas como CRS o PTC son técnica y económicamente no adecuadas. En cambio, los LFR destacan por su facilidad de construcción y bajas limitaciones tecnológicas, permitiendo ser construidos por la industria local, lo cual hacen de esta tecnología un fuerte candidato a ser implementado en la nación.

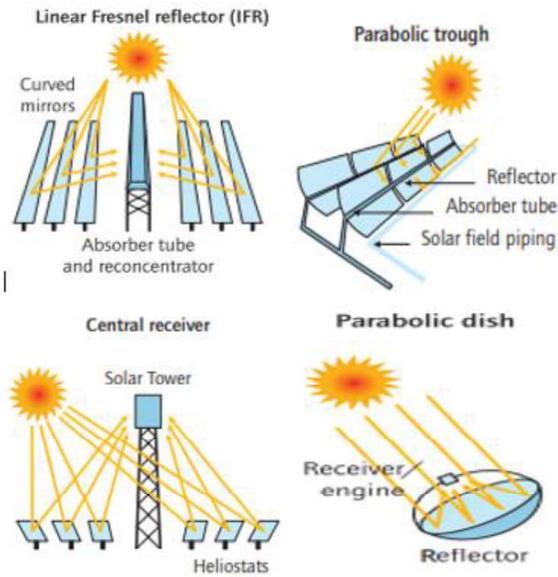


Figura 1.3. Tecnologías de concentración solar: (a) LRF; (b) PTC; (c) CRS; (d) PDC.

(Fuente: IEA, Technology Roadmap)

Tabla 1.2. Plantas con LFR existentes a nivel mundial.

Nombre	País	Potencia [MW _e]	Fluido de Trabajo	Área [m ²]	Fecha de inicio	Estatus Actual
Alba Nova 1	Francia	12	Agua/Vapor	-	2015	-
Augustin Fresnel 1	Francia	0,25	Agua/Vapor	-	2012	-
Dacheng Dunhuang	China	50	Sal Fundida	-	-	B. C.*
Dadri ISCC Plant	India	14	Agua	33000	2017	B. C.*
Dhursar	India	125	Agua/Vapor	-	2014	Operando
eCare	Morocco	1	Agua	10000	2010	-
eLLO	Francia	9	Agua	153000	2018	B. C.*
FRESDEMO	España	0,8	Agua/Vapor	-	2007	-
Huaneng	China	1,5	Agua/Vapor	-	2012	-
IRESEN	Morocco	1	Aceite mineral	11400	2016	B. C.*
Kimberlina	USA	5	Agua	25988	2008	Sin operar
Liddel	Australia	3	Agua/Vapor	18490	2012	Sin operar
Puerto Errado 1	España	1,4	Agua	25792	2009	Operando

Puerto Errado 2	España	30	Agua	302000	2012	Operando
Rende	Italia	1	Aceite diatérmico	9780	2014	Operando
Urat	China	50	Aceite térmico	-	-	B. C.*
Zhangbei	China	50	Agua/Vapor	-	-	B. C.*
Zhangjiakou	China	50	Agua/Vapor	-	-	B. C.*

*B. C. = Bajo construcción.

(Fuente: [18])

1.2. Concentradores solares tipo Fresnel

La tecnología de un reflector lineal de Fresnel es considerada como un método prospectivo para concentrar energía solar con la finalidad de generar energía eléctrica, generación de calor industrial y refrigeración solar, debido a su simplicidad en el diseño estructural y bajos costos de manufactura [19]. Generalmente, un LFC consiste de tres componentes (ver Figura 1.4):

- Campo de espejos (reflectores primarios): son espejos planos orientados de manera paralela a la cavidad receptora, su principal objetivo es captar y reflejar la radiación solar incidente hacia la cavidad receptora. Los espejos rotan durante el transcurso del día mediante el sistema de seguimiento solar, cada espejo tiene un ángulo de rotación diferente.
- Sistema de seguimiento solar: conjunto de motores de paso que rotan a los espejos reflectores primarios según la ubicación del sol de manera que los rayos solares sean correctamente dirigidos hacia el receptor. La energía utilizada por los motores proviene de la misma planta o de generadores propios de la planta de producción [20].
- Cavidad receptora: consta de uno o múltiples tubos absorbedores que pueden o no estar localizados sobre una placa absorbedora, una placa de vidrio y de reflectores secundarios opcionales que son usados para mejorar la eficiencia global del colector y disminuir las pérdidas de calor, como se observa en la Figura 1.5. Algunos ejemplos de geometrías de cavidades receptoras que usan reflectores secundarios son: trapezoidales, parabólica simple, perfiles que corresponden a un polinomio de alto orden, y formas parabólicas compuestas [21]. La forma trapezoidal proporciona un diseño de ingeniería fácil de fabricar y facilita la adición de aislamiento para

reducir la pérdida de calor por convección hacia el ambiente en receptores que no han sido despresurizados [22].

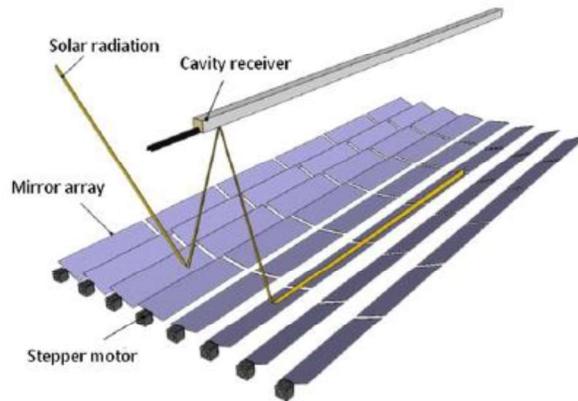


Figura 1.4. Esquema de un LFC: radiación solar (solar radiation), espejos reflectores primarios (mirror array), cavidad receptora (cavity receiver), motor de pasos para el seguimiento solar (stepper motor).

(Fuente: [19])

La reflexión de la radiación solar incidente se basa en el principio de funcionamiento de una lente de Fresnel (llamada así en honor a su inventor el físico Augustin Fresnel 1788-1827), el campo de espejos planos o ligeramente curvados ubicados de forma longitudinal simula el comportamiento curvo de un reflector parabólico concentrando los rayos solares a lo largo de una línea fija en donde se ubica la cavidad receptora [12].

El correcto diseño y optimización del campo de espejos juega un papel fundamental al momento de alcanzar una operación estable y eficiente del colector. Además, es esencial el acompañar el diseño del campo de espejos con el estudio de la cavidad receptora asegurando que los parámetros geométricos, materiales utilizados en la cavidad, el uso o no de reflectores secundarios, entre otros, sean seleccionados correctamente de manera que se garantice que las múltiples reflexiones y absorciones de los rayos incidentes sean tal que se minimice la pérdida de energía que afecta directamente a la eficiencia térmica del receptor y la eficiencia global del concentrador [19].

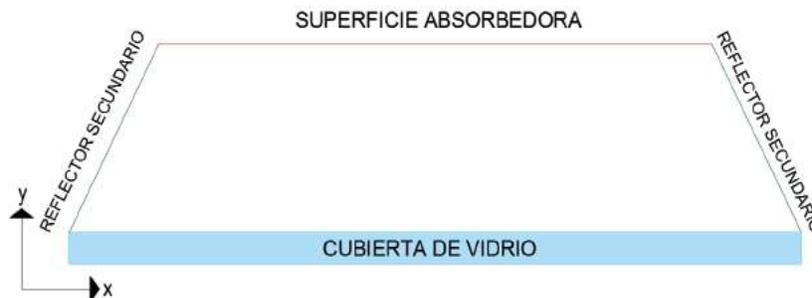


Figura 1.5. Cavidad receptora de forma trapezoidal.

(Fuente: [23])

1.3. Modelamiento de los colectores lineales Fresnel

Alrededor del mundo se han realizado numerosas investigaciones en torno al estudio de los colectores lineales Fresnel. Zhu y Huang [24] determinaron que las principales causas del bajo rendimiento óptico del LFC se debe a los problemas de sombra y bloqueos en los espejos reflectores primarios. Benyakhlef et al. [25] investigaron el impacto de cambiar los espejos planos por espejos parabólicos y concluyeron que con la curvatura adecuada se puede disminuir la altura del receptor sin necesidad de afectar el rendimiento óptico del mismo, además de esta manera se reduce el área del terreno usada y por ende el costo de terreno asociado. Sharma et al. [26] probó mediante un estudio paramétrico que los efectos de las pérdidas por bloqueo son menores a las pérdidas por sombra, y además que dichas pérdidas son menores cuando el colector se encuentra orientado en dirección nortesur. Un estudio interesante es el presentado por Montes et al. [27] en donde se determina que un sistema híbrido-compacto, como el que se muestra en la Figura 1.6 disminuye el efecto de sombras y bloqueos en los reflectores primarios.

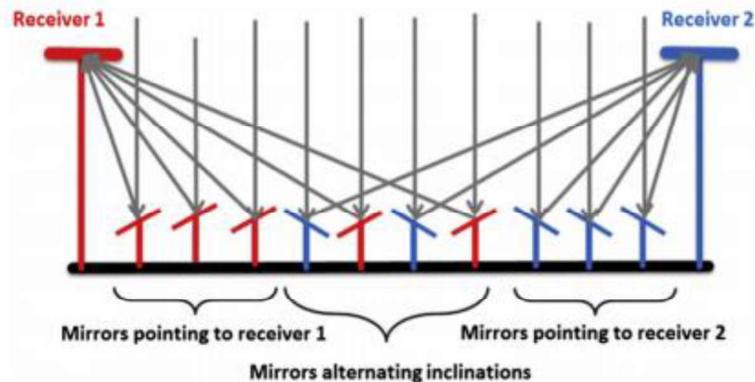


Figura 1.6. LCF compacto e híbrido.

(Fuente: [27])

En la literatura se encuentra que hay varias herramientas computacionales usadas al momento de realizar un estudio del comportamiento óptico del LFC, como ejemplo se tiene: HELIOS, SOLTRACE, DELSOL, MIRVAL, HFLCAL, y SOLSTICE, entre otras, las cuales en su mayoría funcionan en base al método de Monte-Carlo Ray Tracing (MCRT) [28].

Lin et al. [19] realizó un estudio experimental y teórico en donde usó MCRT para obtener la eficiencia óptica del colector y después desarrolló un modelo térmico en 2-D mediante volúmenes finitos en el software Fluent 6.3 para analizar la eficiencia térmica del receptor en forma de V, concluyó que la eficiencia óptica de su colector era de 75% y que la eficiencia térmica global era de 37%-45%. Mokhtar et al. [29] analizó un LFC a pequeña escala con 10 espejos y 4 tubos absorbedores en un receptor trapezoidal, desarrollaron un modelo matemático para la evaluación de su sistema que fue validado con resultados

experimentales, determinando que la eficiencia global de su colector era de 29%. En este modelo matemático solo se tomó en consideración el intercambio de calor que hay entre los tubos absorbedores y fluido de trabajo, así como entre los tubos absorbedores y el medio ambiente, se despreció el intercambio de calor con el aire presente dentro de la cavidad receptora.

A diferencia del estudio anterior Reddy y Ravi Kummar [30] estudiaron con mayor detalle la convección natural y radiación de onda larga dentro de la cavidad receptora de geometría trapezoidal. Desarrollaron un modelo matemático en 2-D para calcular las pérdidas de calor de la cavidad trapezoidal usando una aproximación de non-Boussinesq en Fluent 6.3. Determinaron que el uso de aceite térmico como fluido de trabajo es preferible, frente al agua, cuando se tiene como objetivo generar electricidad debido a su mayor eficiencia exergética.

Tradicionalmente el estudio óptico y térmico del colector (mediante volúmenes finitos en softwares como FLUENT y ANSYS) son llevados por separado (soft-link), las investigaciones mencionadas anteriormente son ejemplos de esto. Pocos son los estudios publicados que logran incorporar un algoritmo que junte ambos modelos (óptico y térmico) en uno solo (hard-link), por ejemplo, la investigación realizada por Moghimi et al. [6] en donde logran combinar el modelo óptico con el modelo térmico del receptor en un solo algoritmo usando el método de volúmenes finitos mediante el programa de simulación ANSYS, dicho modelo fue considerado innovador para su época, sin embargo, el costo computacional y el tiempo de simulación requeridos para un análisis puntual en 3-D de la cavidad receptora eran demasiado elevados con un promedio de 10 horas para completar la simulación. En ese mismo año, Qiu et al. [1] presentaron un nuevo modelo en donde combinaban el MCRT (parte óptica) que habían desarrollado, con un análisis por volúmenes finitos en ANSYS (parte térmica), para comunicar ambos programas elaboraron un código que permitía obtener los resultados del MCRT y convertirlos en archivos de datos que puedan ser leídos por ANSYS FLUENT (FVM), en la Figura 1.7 se observa el diagrama de flujo del modelo acoplado.

Los dos trabajos previos son de los pocos trabajos publicados que han logrado combinar los modelos óptico y térmico en uno solo de manera satisfactoria. Además, estos trabajos tienen la similitud de que el análisis térmico es llevado a cabo por un método de volúmenes finitos en ANSYS, por lo que son computacionalmente elevados. Por esta razón el presente trabajo busca el desarrollar una herramienta capaz de juntar ambos modelos, con la característica de que el modelo térmico está basado en el modelo simplificado de resistencias térmicas expuesto por Jaramillo [23] y el modelo óptico se desarrolla en Solstice, con el objetivo de disminuir el costo computacional y el tiempo de simulación para

poder realizar estudios paramétricos del LFC de manera anual, y no puntual (fechas y horas establecidas) como se han realizado en los trabajos presentados anteriormente.

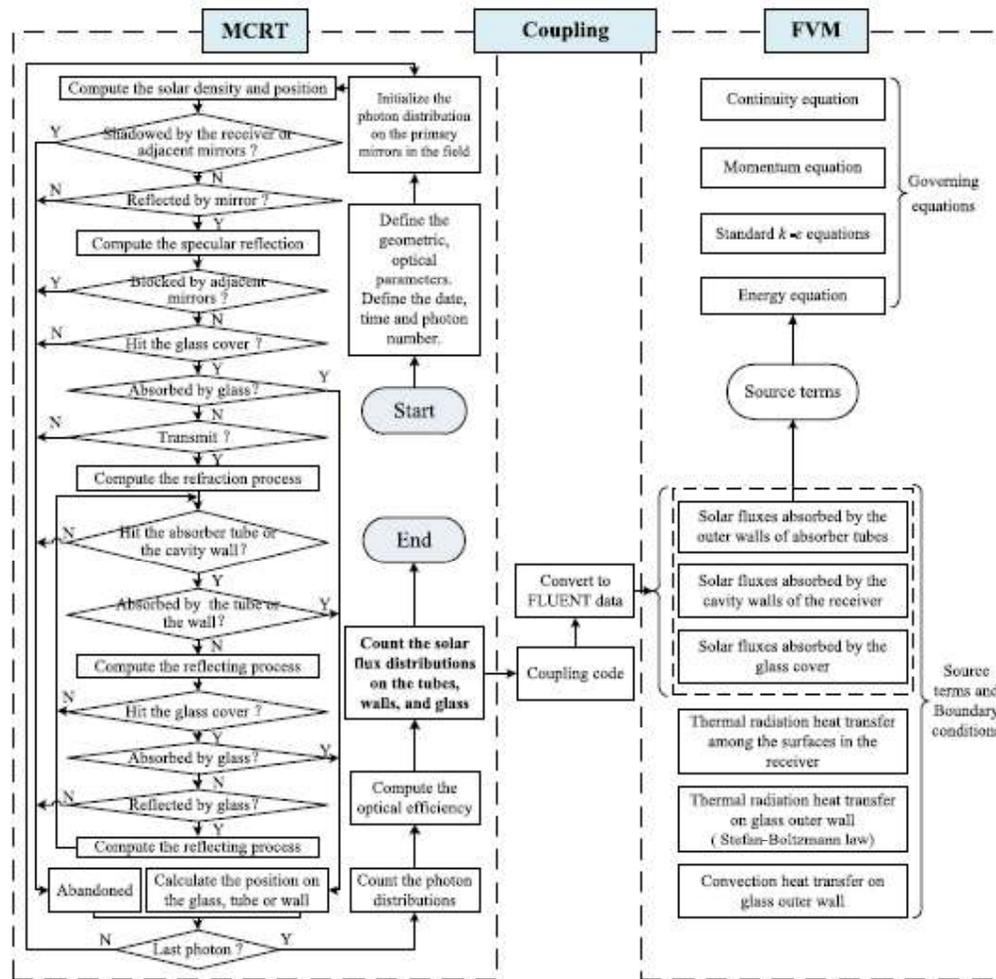


Figura 1.7. Diagrama de flujo del modelo MCRT-FVM.

(Fuente: [1])

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se abordan los modelos óptico y térmico utilizados para la elaboración del modelo combinado, con sus correspondientes ecuaciones y parámetros, así como también se explica los softwares utilizados para la elaboración de la herramienta computacional.

2.1. Descripción del colector solar

En el presente estudio se utiliza dos geometrías del colector solar Fresnel, la primera geometría corresponde a la utilizada en los estudios de Nieto [31] y Jaramillo [23] con lo cual se construyó y validó los modelos óptico y térmico. La segunda geometría es utilizada en el estudio paramétrico anual del colector por lo que presenta algunas modificaciones con respecto a la primera, ambas geometrías se presentan en la Tabla 2.1 y de manera gráfica en el esquema de la Figura 2.1.

Tabla 2.1. Parámetros geométricos.

	Sigla	Unidad	Geometría 1	Geometría 2
Reflectores primarios				
Número de espejos	N	-	20	20
Ancho de espejos	W_e	m	0,1	0,1 – 0,2
Separación entre espejos	W_s	m	0,1	0,02 – 0,2
Separación bajo el receptor	W_{sb}	m	0,1	0,01 – 0,4
Longitud del colector	L	m	2	50
Ancho total del colector	W_{tot}	m	3,9	Variable
Área de apertura	A_{pr}	m ²	20	Variable
Área del colector solar	A_{cs}	m ²	39	Variable
Factor de cobertura	FF	%	51,28	Variable
Factor de concentración	FC	-	11,15	22,3
Cavidad receptora				
Altura del receptor	H	m	4	2,5
Ancho placa absorbadora	W_{abs}	m	0,1888	0,1794
Ángulo reflectores secundarios	θ	°	63	45 – 65
Alto de la cavidad receptora	H_{rec}	m	0,06112	0,05 – 0,1
Espesor placa de vidrio	e_v	mm	5	5
Número de tuberías	N_T	-	4	4
Diámetro de tuberías	D	mm	37,5	37,5
Espesor aislante	e_{ins}	cm	10	10

(Fuente: [23], [31])

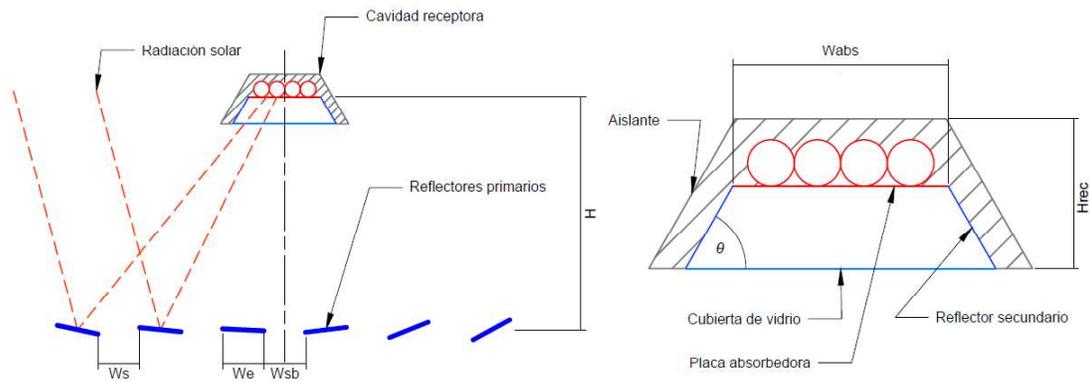


Figura 2.1. Esquema del colector lineal Fresnel

El ancho total del colector se calcula en base a la siguiente fórmula:

$$W_{tot} = N * W_e + (N - 2) * W_s + W_{sb} \quad (2.1.)$$

El área de apertura corresponde al área de los reflectores primarios:

$$A_{pr} = N * W_e * L \quad (2.2.)$$

El área total del colector corresponde al área de los reflectores primarios más el área de los espacios entre reflectores:

$$A_{cs} = W_{tot} * L \quad (2.3.)$$

El factor de cobertura es el porcentaje del área total que los reflectores primarios ocupan:

$$FF = \frac{A_{pr}}{A_{cs}} \quad (2.4.)$$

El factor de concentración se calcula en base a la siguiente fórmula [32]:

$$FC = \frac{A_{pr}}{W_{abs} * L} \quad (2.5.)$$

Las propiedades de los materiales que constituyen el colector lineal de Fresnel se resumen en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Propiedades de los componentes del LFC.

Componente	Material			
	Descripción	Símbolo	Unidad	Valor
Reflectores primarios	Vidrio recubierto			
	Reflectividad	ρ_{pr}	-	0,93
Reflectores secundarios	Aluminio Recubierto			
	Reflectividad	ρ_{sr}	-	0,90
	Emisividad	ϵ_{sr}	-	0,105
	Absortividad	α_{sr}	-	0,10
Placa absorbedora	Acero Inoxidable con recubrimiento			

	Emisividad	ε_{abs}	-	0,12*
	Absortividad	α_{abs}	-	0,958
Cubierta de vidrio	Vidrio común			
	Emisividad	ε_v	-	0,86
	Absortividad	α_v	-	0,02
	Transmitancia	τ_v	-	0,98
	Refracción	n_v	-	1,5**
	Conductividad Térmica	k_v	W/(m K)	1,1
Aislamiento	Poliestireno/Rockwool			
	Conductividad Térmica	k_{ins}	W/(m K)	0,035

(Fuente: [32], [7]*, [6]**)

Este proyecto tiene como finalidad estudiar el comportamiento del colector en latitudes ecuatoriales por lo que es necesario fijar una ubicación en donde se va a simular la operación del colector lineal Fresnel, para este caso se utiliza las coordenadas (latitud y longitud) de la ciudad de Quito: 0,2298° S 78,5249° O [33], con un huso horario GTM -5, y el eje longitudinal del colector se encuentra paralelo al eje Norte-Sur.

2.2. Algoritmo de integración por Monte-Carlo

El algoritmo de integración por Monte-Carlo es usado al momento de realizar evaluaciones de integrales demasiado complejas, normalmente integrales múltiples, que al aplicarlo se resuelven fácilmente mediante el uso de estadística. Para describir el método de integración se supone una ecuación integral de una sola variable:

$$A = \int_a^b f(x)dx$$

Con el objetivo de resolver esta integral se considera una variable aleatoria X con una función de densidad de probabilidad arbitraria $p_X(x)$ (una buena convergencia requiere de la selección de una función de densidad de probabilidad adecuada), que debe cumplir que $\int_a^b p_X(x)dx = 1$ y que $p_X(x) \geq 0, \forall x \in [a, b]$. Esta función de densidad probabilística puede ser introducida a la ecuación integral para obtener la nueva integral a evaluar por Monte-Carlo [34].

$$A = \int_a^b p_X(x)w(x)dx \quad (2.6.)$$

$$w(x) = \frac{f(x)}{p_X(x)} \quad (2.7.)$$

La ecuación (2.6) es usada en el algoritmo de Monte-Carlo que consiste en generar N muestras independientes x_i de la variable aleatoria X siguiendo la función de densidad probabilística $p_X(x)$ para evaluar los N pesos de Monte-Carlo correspondientes a la ecuación (2.7) que puede ser reescrita de la siguiente forma: $w(x_i) = \frac{f(x_i)}{p_X(x_i)}$. Con estas N muestras generadas, se pueden calcular dos cantidades [34]:

$$A \approx \tilde{a}_N = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i \quad (2.8.)$$

$$\tilde{\sigma}_N = \frac{1}{\sqrt{N-1}} \sqrt{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i^2 \right) - \tilde{a}_N^2} \quad (2.9.)$$

En la ecuación (2.8) \tilde{a}_N es el estimador de la cantidad A , y $\tilde{\sigma}_N$ de la ecuación (2.9) es la evaluación de la desviación estándar del estimador \tilde{a}_N , también conocido como error estándar, el error relativo $R = \tilde{\sigma}_N / \tilde{a}_N$ [35] determina si la estimación puede considerarse aceptable en base a la Tabla 2.3. La principal ventaja del algoritmo de Monte-Carlo es que puede ser optimizado con técnicas conocidas como un muestreo ponderado, control de variables y reformulación de la integral [34]. El algoritmo de Monte-Carlo para la resolución de integrales es usado en el algoritmo interno de Solstice y en el algoritmo del modelo acoplado para el cálculo de la energía anual, ambos usos serán explicados en sus correspondientes secciones.

Tabla 2.3. Calidad de la estimación por el método de Monte-Carlo.

Rango de R	Calidad de simulación
0,5 a 1,0	Sin sentido
0,2 a 0,5	Mala
0,1 a 0,2	Cuestionable
0,05 a 0,1	Generalmente aceptable
Menor a 0,05	Generalmente aceptable para detectores puntuales

(Fuente: [35])

2.3. Modelo óptico

El modelo óptico se desarrolló en base a la tesis presentada por Nieto [31], en dicho modelo se calcula la posición solar y en base a esta dirección se calcula las posiciones de cada uno de los reflectores primarios en el campo de espejos. A diferencia de dicho trabajo, en

el presente estudio se utiliza el software Solstice y Python para la simulación del modelo óptico.

Dirección del haz de radiación y posicionamiento de los espejos

Para orientar adecuadamente cada uno de los espejos de manera que reflejen los rayos provenientes del sol hacia el centro de la cavidad receptora, es necesario conocer la dirección de los rayos solares mediante el vector unitario solar, la ubicación del espejo, y la ubicación del receptor. Para ello se hace uso de las ecuaciones presentes en la Tabla 2.4, además se representa gráficamente los ángulos calculados en las Figuras 2.2 y 2.3. Las ecuaciones presentadas en la Tabla 2.4 se encuentran ordenadas de manera sucesiva en base a su uso. Cada espejo posee una ubicación y ángulo de rotación diferente, por lo que las últimas cinco ecuaciones se repiten para cada uno de los espejos reflectores primarios.

Tabla 2.4. Ecuaciones para el cálculo de la posición solar y rotación de los reflectores.

Nombre	Sím	Ecuación	U	Comentarios
Ecuación del tiempo	E	$E = 229.2(0.000075 + 0.001868\cos B - 0.032077\sin B - 0.014615\cos 2B - 0.04089\sin 2B)$	min	$B = (n - 1) * \frac{360}{365}$ n: día del año de 1-365
Hora solar	Hr	$Hr = \text{Hora civil} * 60 + 4(\text{Huso horario} * 15 - \text{Longitud}) + E$	min	Hora civil debe estar en horas
Ángulo horario	ω	$\omega = 15 * \left(\frac{Hr}{60} - 12\right)$	°	ω es + en las mañanas y - en las tardes
Declinación	δ	$\delta = 23.45 * \sin\left(360 * \frac{284 + n}{365}\right)$	°	$\delta \in [-23.45^\circ, 23.45^\circ]$
Ángulo cenital	α_s	$\alpha_s = \arcsin(\cos(Lt) * \cos(\delta) * \cos(\omega) + \sin(Lt) * \sin(\delta))$	°	Ángulo entre el plano horizontal y el sol
Ángulo acimutal	γ_s	$\gamma_s = \text{sgn}(\omega) \left \arccos\left(\frac{\sin \alpha_s \sin Lt - \sin \delta}{\cos \alpha_s \cos Lt}\right) \right $	°	Medido desde el eje sur
Vector unitario solar	\hat{s}	$s_x = \text{sgn}(90 - \gamma_s) \cos(\alpha_s) \cos(\gamma_s)$ $s_y = \cos(\alpha_s) \sin(\gamma_s)$ $s_z = -\sin(\alpha_s)$		El signo negativo indica que se calcula la dirección del rayo
Ángulo rayo incidente	θ_{rayo}	$\theta_{rayo} = \tan^{-1}\left(\frac{s_z}{s_y}\right)$	°	Si es negativo se le suma 180°
Distancia reflector – receptor	d_1	$d_1 = \sqrt{(Y_{ref} - Y_{rec})^2 + (Z_{ref} - Z_{rec})^2}$	m	Se ingresan las coordenadas en X e Y del punto medio del receptor y del reflector

Dirección de reflexión	\hat{R}	$\hat{R} = \left(\frac{Y_{rec} - Y_{ref}}{d_1}, \frac{Z_{rec} - Z_{ref}}{d_1} \right)$		Desde el reflector hacia el receptor
Ángulo de reflexión	θ_{ref}	$\theta_{ref} = \tan^{-1} \left(\frac{R_y}{R_x} \right)$	o	Si es negativo se le suma 180°
Ángulo medio	$\theta_{1/2}$	$\theta_{1/2} = \frac{ \theta_{rayo} - \theta_{ref} }{2} + \min(\theta_{rayo}, \theta_{ref})$	o	
Ángulo normal	θ_n	$\theta_n = \theta_{1/2} - 90^\circ$	o	Ángulo perpendicular al ángulo medio, es el ángulo al que debe ser rotado el reflector

(Fuente: [31], [36], [37])

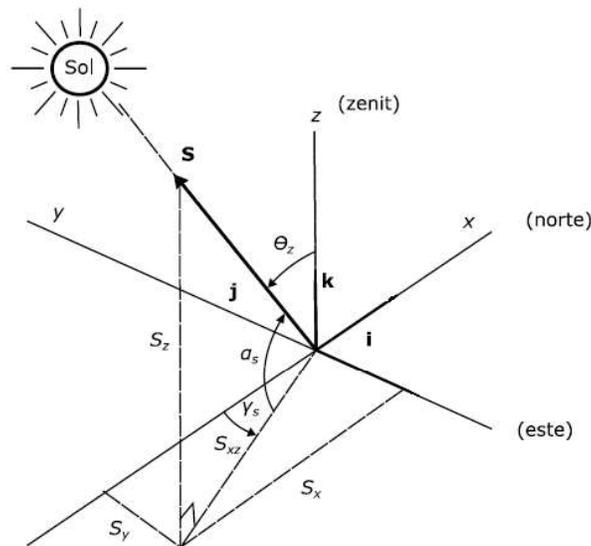


Figura 2.2. Ángulos solares y vector solar unitario

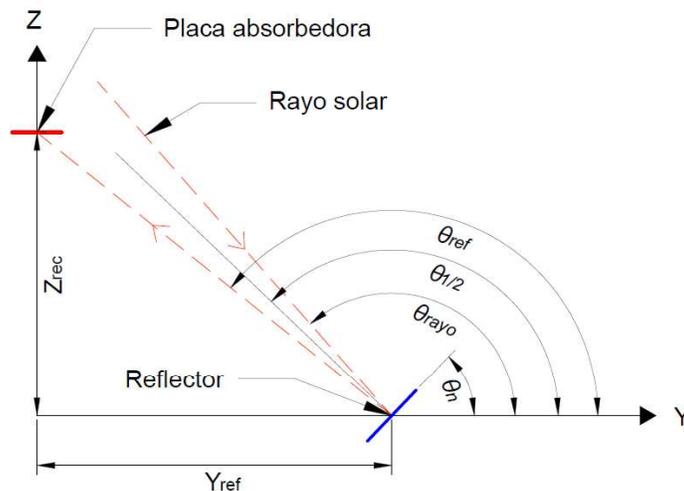


Figura 2.3. Ángulos para la rotación del reflector primario.

Es importante mencionar que para el uso de las ecuaciones anteriores los ejes del sistema coordinado deben coincidir con los ejes del sistema geográfico como se indica en la Figura 2.2 (eje X positivo: norte, eje X negativo: sur, eje Y positivo: oeste, eje Y negativo: este). En caso de que se modifiquen estas direcciones es necesario compensar de manera adecuada los ángulos calculados.

Solstice (Monte-Carlo Ray Tracing)

Solstice es un software científico diseñado por Méso-Star para calcular la potencia recolectada por una planta de concentración solar. Funciona en base al algoritmo de integración de Monte-Carlo donde un número determinado de rayos solares (cuya potencia total es conocida) son utilizados como muestra aleatoria, la trayectoria completa de estos rayos es calculada y se integra el número de rayos que llegaron al objetivo (receptor), no llegaron, se perdieron debido a sombras, o fueron absorbidos por otros elementos que no son receptores. A partir de este integral se estima la potencia útil y las potencias por pérdidas para el muestreo estadístico de rayos, y se proporcionan diversos resultados con su correspondiente incertidumbre estadística [38].

El algoritmo de Monte-Carlo implementado en Solstice evalúa el flujo solar concentrado sobre un objetivo. El algoritmo está basado en la solución de la integral recursiva que representa el flujo solar incidente P (en Watts) sobre una superficie [34]:

$$P = \int_{S_R} ds(\mathbf{r}_1) \int_{\Omega_{sun}} d\omega_0 |\mathbf{n}(\mathbf{r}_1) \cdot \omega_0| \frac{DNI}{\Omega_{sun}} H(\mathbf{r}_0 \in sun) I_1 \quad (2.10.)$$

$$I_i = \int_{2\pi} d\omega_i \rho''(\omega_i | \omega_{i-1}) |\mathbf{n}(\mathbf{r}_i) \cdot \omega_i| [H(\mathbf{r}_{i+1} \in Target) + H(\mathbf{r}_{i+1} \in S_R) I_{i+1}] \quad (2.11.)$$

$$DNI = \int_{\nu_{min}}^{\nu_{max}} d\nu \int_{\Omega_{sun}} d\omega_0 I_{sun}(\omega_0, \nu) \quad (2.12.)$$

Las ecuaciones (2.10), (2.11) y (2.12) están basadas bajo dos suposiciones: la atmósfera a nivel del suelo no interactúa con la radiación y la dependencia espectral de la intensidad del sol I_{sun} está incluida en la definición de la DNI asumiendo que las propiedades ópticas son constantes en el espectro solar, esto se expresa mediante la integral sobre todas las frecuencias del espectro solar $\int_{\nu_{min}}^{\nu_{max}} d\nu$. La integral $\int_{S_R} ds(\mathbf{r}_1)$ representa una integral superficial sobre una superficie reflectante que está asociada a la primera reflexión. Las ecuaciones anteriores presentan una función de prueba cuyo símbolo es $H(x)$, resultando en $H(x) = 1$ si $x = true$ y $H(x) = 0$ si $x = false$. En la ecuación (2.10) el uso de esta función de prueba asegura que el origen de la radiación incidente sea el sol con ubicación \mathbf{r}_0 y dirección ω_0 , y además se asegura que no ocurran sombras ni bloqueos para

comenzar a iterar el termino recursivo I_i que representa múltiples reflexiones de la siguiente forma [39]:

- $H(\mathbf{r}_{i+1} \in Target)$ significa que, si la siguiente intersección entre la radiación y un material está contenida dentro del receptor, entonces $H = 1$ y la realización del Monte-Carlo es guardada.
- $H(\mathbf{r}_{i+1} \in S_R)$ significa que, si la siguiente intersección entre la radiación y un material está contenida en un elemento que no sea receptor (como un reflector secundario), se debe repetir el uso de la ecuación (2.11) para calcular la siguiente reflexión y correspondiente intersección.

Si el rayo no es reflejado o no interseca con ninguna superficie receptora se considera como un rayo perdido. Después de reformulaciones de la integral para adaptarla al método de Monte-Carlo como remplazar la función de reflectancia bidireccional $\rho''(\omega_i|\omega_{i-1})$ (en siglas en inglés BRDF) por un modelo de distribución de microfacetas (irregularidades superficiales), y seleccionar las adecuadas funciones de densidad probabilística para cada integral, el algoritmo de integración por Monte-Carlo puede ser usado. El correspondiente algoritmo de Monte-Carlo se presenta en la Figura 2.4 acompañado de un esquema donde se ilustra una reflexión. Para más detalles de las reformulaciones hechas sobre las integrales y las funciones de densidad probabilística utilizadas se recomienda revisar la referencia [39].

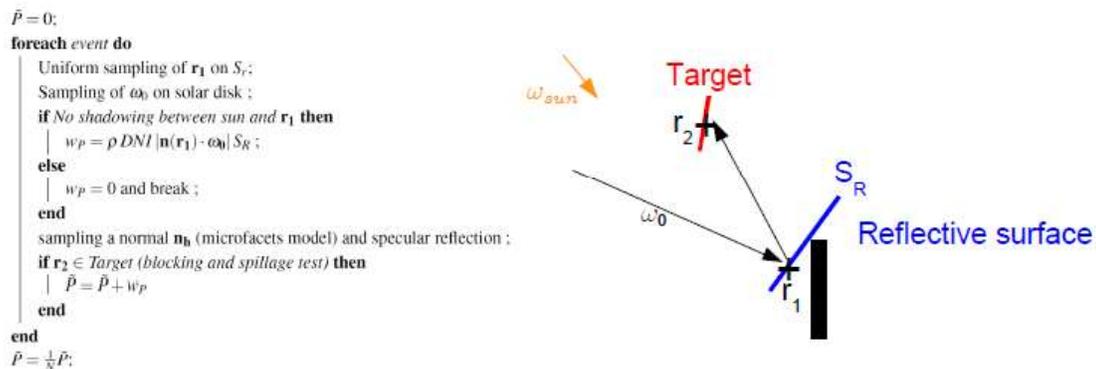


Figura 2.4. A la izquierda se observa el algoritmo de integración por Monte-Carlo para una reflexión. A la derecha se ve un esquema de la reflexión de un rayo.

(Fuente: [34])

En base a la Figura 2.4 se establece que el algoritmo comienza al muestrear una posición en la superficie reflectante para luego muestrear una dirección dentro del disco solar. Si no existen sombras entre el rayo y \mathbf{r}_1 se calcula el peso de Monte-Carlo w_p . Se utiliza el modelo de reflexión por microfacetas y reflexión especular para calcular la dirección de \mathbf{r}_2 . Si \mathbf{r}_2 choca con un receptor se almacena el valor de la potencia \bar{P} y se reinicia el algoritmo para el siguiente rayo hasta completar los N rayos definidos por el usuario. Finalmente se

hace uso de las ecuaciones 2.8 y 2.9 para estimar la potencia sobre el receptor con su correspondiente error estándar.

Por default, las potencias en W entregadas por Solstice a manera de resultados son producto de una integración sobre una superficie (área del receptor), si se desea por medio de comandos el software también puede proporcionar una gráfica en 2-D del flujo de radiación W/m^2 que permite identificar las zonas en donde se concentra mayor cantidad de radiación solar.

La Figura 2.5 muestra la ventaja más importante que tiene Solstice en comparación con otros softwares de MCRT, y la razón por la cual fue seleccionado para este trabajo, que es su rápida convergencia con un número menor de rayos lanzados sobre el colector, esto también reduce el tiempo computacional requerido para ejecutarse una simulación y hace de Solstice una poderosa herramienta que hasta la fecha ha sido utilizada en muchas investigaciones de diversos temas desde colectores solares hasta procesos de pirólisis que forman parte de publicaciones o tesis doctorales [40].

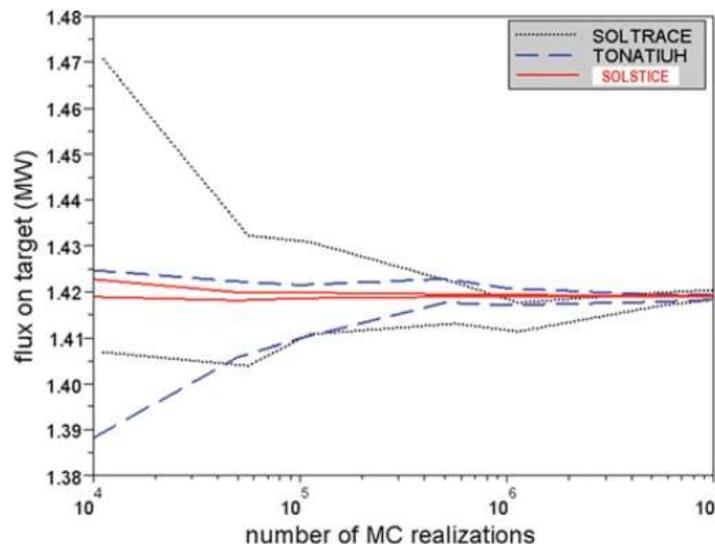


Figura 2.5. Comparación entre Solstice, Soltrace y Tonatiuh.

(Fuente: [41])

Manejo de Solstice

Solstice necesita que el usuario defina la geometría completa del colector solar que va a ser usada en la simulación numérica: la forma, posición y propiedades espectrales de cada reflector y receptor son estrictamente necesarios [38]. Para definir la geometría del colector en Solstice se usan los parámetros mostrados en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Comandos para crear la geometría del colector.

Comando	Explicación	Uso
plane	Crea una superficie plana que está delimitada por rectas que unen los vértices.	Se usa para crear los reflectores primarios, secundarios, placa absorbedora y cubierta de vidrio con sus correspondientes valores geométricos.
vertices	Define las coordenadas de los vértices (X, Y, Z) que construirán el plano.	Son usados para crear los planos que se usan en la fila anterior
rotation	Rota la geometría especificada en torno a uno de los ejes (X, Y, Z).	Se usa para rotar los reflectores primarios y secundarios
translation	Mueve el centro de la geometría especificada a una nueva coordenada (X, Y, Z)	Se usa para posicionar adecuadamente los reflectores primarios, secundarios, la placa absorbedora y la cubierta de vidrio

Una vez definida la geometría del colector se deben asignar los correspondientes materiales tanto a los reflectores primarios, reflectores secundarios, placa absorbedora y cubierta de vidrio. En el software existen comandos definidos para cada material, dependiendo de la forma en que interaccionan estos materiales con la luz, los que se usan en este trabajo son:

- **Mirror:** crea una superficie de radiación especular, es decir que refleja la radiación incidente en una dirección dada. La reflectividad de este material toma valores entre 0 y 1. La diferencia restante corresponde a la absorptividad de la superficie. Se usa para definir el material de los reflectores primarios y secundarios. Además de la reflectividad se debe definir el `slope_error` que guarda relación con el acabado superficial del reflector. Si su valor es 0 mrad se considera una superficie reflectante ideal, su valor representa la desviación estándar del ángulo de reflexión de los rayos cuando salen de la superficie debido a las imperfecciones superficiales. Solsitce realiza una distribución del tipo BDRF (Bidirectional reflectance distribution function) basado en la distribución de Beckmann para ubicar las imperfecciones sobre la superficie y los ángulos que tendrían los rayos al incidir sobre dichas imperfecciones [42]. Se recomienda el uso de 2 – 5 mrad, sin embargo, si se desea hacer un estudio más conservador se puede usar un valor de 7 mrad [32], este es el valor utilizado en el presente estudio.

- **Matte:** Superficie de radiación difusa, es decir que refleja la misma intensidad en todas las direcciones independientemente de la dirección del rayo incidente. El parámetro `reflectivity` es la reflectividad de la superficie que va de 0 a 1. La diferencia restante corresponde a la absorptividad de la superficie [42]. Se usa para definir el material de la placa absorbedora.
- **Thin-electric:** Define dos medios dieléctricos (`medium_i`: externo y `medium_t`: interno), en este caso el espesor del `medium_t` es pequeño por lo que es considerado como un material con absorción superficial y no volumétrica. El rayo viaja del `medium_i` hacia el `medium_t`, recorre su espesor para luego salir de nuevo hacia el `medium_i`. Para ambos medios se deben definir el índice de refracción y la absorptancia del medio. Se recomienda usar este tipo de material cuando las dimensiones del medio son pequeñas, como por ejemplo una placa de vidrio de bajo espesor [42]. En este caso se usa este parámetro para definir a la cubierta de vidrio en donde el `medium_i` es el aire y el `medium_t` es el vidrio.

Con la geometría y los materiales completos, lo único que resta por definir es el modelo de sol utilizado, el número de rayos lanzados con su correspondiente dirección, y cuáles son los receptores. El único requisito obligatorio para definir al sol es ingresar la DNI, el manual de Solstice [38] sugiere usar la DNI correspondiente al lugar en donde se desea evaluar el colector solar, esto debido a que en el programa no se puede calcular la pérdida por absorción atmosférica en el trayecto desde la fuente (sol) hasta que choca con un reflector primario. Esta pérdida se puede cuantificar mediante el uso de la DNI real, ya que por lo general esta se mide en estaciones meteorológicas a nivel del suelo. El modelo del disco solar usado para las simulaciones es colimatado, pero también es posible definir un modelo de disco solar en base a una distribución Pillbox, Gaussiana o Buie.

La posición del sol y el número de rayos que se utilizan en la simulación se definen al momento de lanzar el comando de ejecución de Solstice como se observa en la Figura 2.6, aquí también se especifica el nombre del archivo en el cual se encuentran identificados los receptores, y el nombre del archivo correspondiente a la geometría.

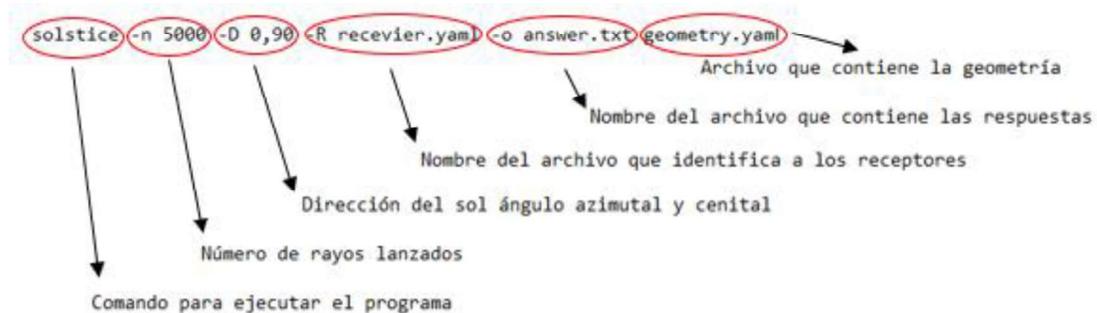


Figura 2.6. Comando para ejecutar Solstice.

Para la selección del número de rayos que se usarán en las simulaciones, se tiene en cuenta dos consideraciones: la primera es que el número de rayos corresponda a una respuesta con un error relativo menor al 1% (en base a la Tabla 2.3) y la segunda es que el tiempo de simulación sea el menor posible. Tomando en cuenta ambos criterios se ejecutó varias simulaciones cambiando el número de rayos lanzados y se escogió 5000 rayos como un valor adecuado con un error relativo del 0,90% (ver Figura 2.7) y un tiempo de simulación de 0,1250 segundos (ver Tabla 2.6).

Tabla 2.6. Tiempos de simulación en Solstice.

Número de rayos	Tiempo de simulación [s]
1000	0,1228
5000	0,1250
10000	0,2031
100000	0,7450
1000000	5,5589
10000000	53,0537

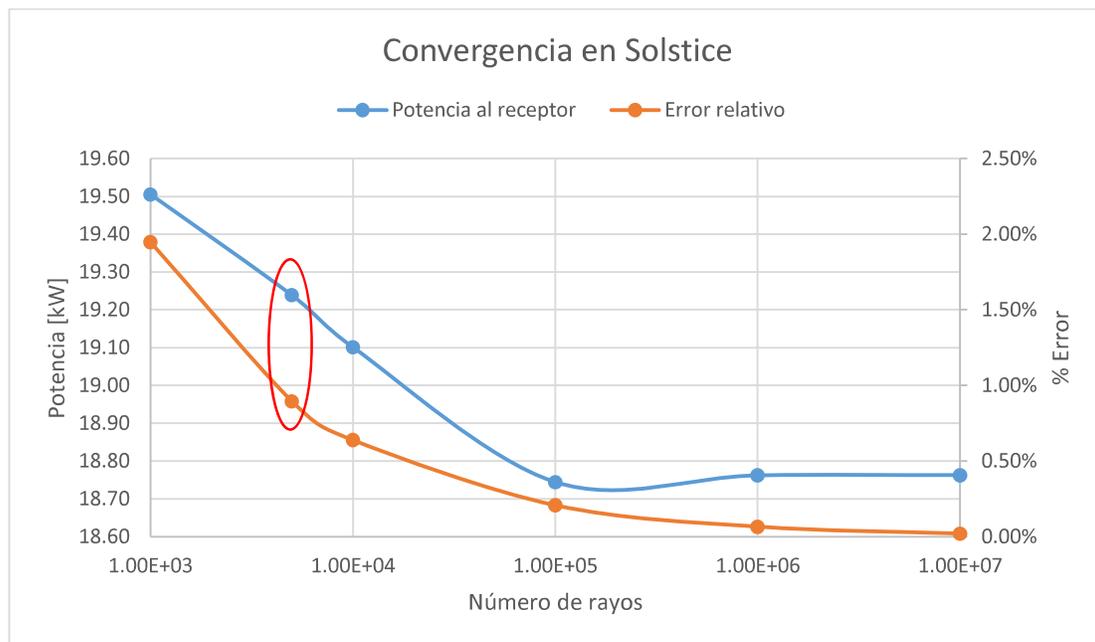


Figura 2.7. Convergencia en Solstice.

Finalmente, es necesario realizar un ajuste al valor del ángulo azimutal γ_s debido a que este se encuentra definido desde el Sur (eje X negativo) y en Solstice se mide el ángulo azimutal desde el Norte (eje X positivo), tal como se muestra en la Figura 2.8.

$$\gamma'_s = 180 + \gamma_s \quad (2.13.)$$

Con la finalidad de automatizar la creación de los archivos *yaml* en donde se encuentra especificada la geometría y materiales del colector, conjuntamente con la identificación de los receptores (estos archivos se necesitan para la ejecución del programa), se elaboró un código en el lenguaje de programación Python que automáticamente dada una fecha y hora, calcula la posición del sol y la rotación de los reflectores primarios para luego crear los archivos *yaml* de geometría y receptores, con los cuales ejecuta Solstice para obtener y guardar los resultados de los flujos de calor por radiación de onda corta en la placa absorbedora, reflectores secundarios y cubierta de vidrio en formato *txt*.

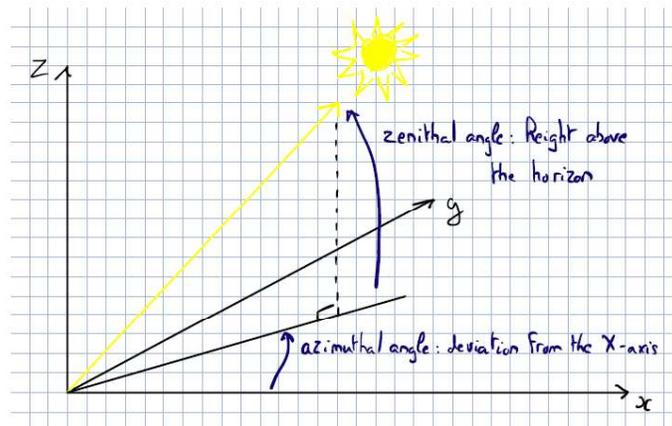


Figura 2.8. Definición de los ángulos azimutal y cenital en Solstice.

(Fuente: [38])

2.4. Modelo térmico

El modelo térmico está basado en el modelo simplificado de resistencias térmicas [23] que presenta varias ventajas, desventajas y suposiciones que deben hacerse. Entre las ventajas se tiene que:

- Es un modelo sencillo de comprender e implementar.
- Las ecuaciones matemáticas no son complejas.
- Costo computacional relativamente bajo en comparación a modelos CFD.
- Modelo adecuado para hacer un análisis preliminar del receptor dado su corto tiempo computacional.

Las desventajas del modelo son:

- No permite el uso de geometrías complejas de la cavidad receptora.
- Análisis unidimensional del receptor (longitudinal).
- No permite un acople sencillo si se desea usar mapeos de flujo de calor por radiación de onda corta.

- Su convergencia es altamente dependiente de las temperaturas iniciales impuestas.

Las suposiciones que se plantearon para simplificar los cálculos son:

- La variación de temperatura es unidimensional (eje longitudinal del receptor).
- El flujo de calor por radiación solar incidente es uniforme sobre las superficies de la cavidad receptora.
- Es un análisis en estado estable.
- El flujo de calor por conducción en el absorbedor, y el intercambio de calor por radiación con el ambiente exterior son despreciables [7].

Para determinar las ecuaciones de transferencia de calor que gobiernan el modelo térmico se debe analizar los procesos de transferencia de calor que existen dentro de la cavidad receptora: radiación, convección y conducción ilustrados en la Figura 2.9.

Radiación de onda larga

Las interacciones que sufre la radiación de onda corta que representa la radiación solar incidente ($\lambda \leq 2,5 \mu m$) [23] son resueltas en el modelo óptico, mientras que las interacciones de la radiación de onda larga que representa la radiación térmica de los cuerpos debido a su temperatura ($\lambda > 2,5 \mu m$) [23] son resueltas en el modelo térmico. La cubierta de vidrio se comporta como una superficie transparente para la radiación de onda corta, mientras que para la radiación de onda larga se comporta como una superficie opaca impidiendo que la radiación salga hacia el medio ambiente.

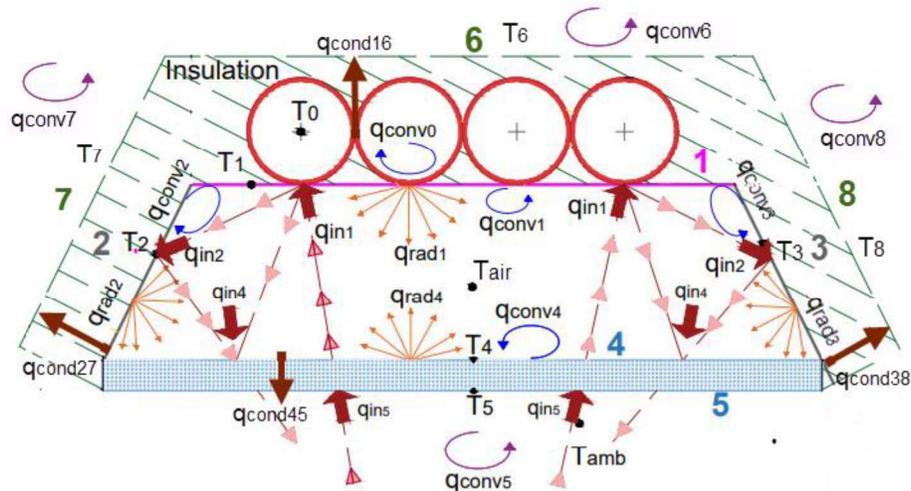


Figura 2.9. Mecanismos de transferencia de calor en el receptor trapezoidal.

En la mayoría de aplicaciones de ingeniería el intercambio de energía por radiación entre superficies es virtualmente inafectada por el medio que las separa, a estos medios se los

denomina medios no-participativos y por lo general son: el vacío y la mayoría de gases monoatómicos y diatómicos como el aire a bajas y moderadas temperaturas [43].

Para el análisis de transferencia de calor por radiación térmica, la cavidad receptora actúa como un entorno cerrado compuesto por superficies difusas, es decir que emiten, absorben y reflejan energía en todas las direcciones en igual magnitud. Al ser una superficie cerrada, la irradiación que llega a un determinado elemento del receptor trapezoidal tiene contribuciones de todas las partes visibles dentro del receptor. Para establecer correctamente la cantidad de energía que sale de una superficie difusa y llega a otra dentro de un entorno cerrado se hace uso de un factor geométrico llamado factor de forma.

El factor de forma F_{ij} es la relación que existe entre la cantidad de energía por radiación que sale de una superficie i (emisora) y es interceptada por una superficie j (receptora), sobre la cantidad total de energía que sale desde la superficie i . Si la radiosidad de las superficies es uniforme, el factor de forma solo depende de la ubicación y geometría de ambas superficies y cumple con las siguientes relaciones [44]:

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (2.14.)$$

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (2.15.)$$

La ecuación (2.14) corresponde a la ley de reciprocidad y es útil al momento de calcular un factor de forma a partir del conocimiento de otro, y la ecuación (2.15) se conoce como regla de la suma y se aplica en recintos cerrados confirmando el requerimiento que toda la radiación que sale de una superficie debe ser interceptada por las N superficies que conforman el recinto, incluida la radiación que la superficie emisora intercambia consigo misma F_{ii} en el caso de ser una superficie cóncava, si es una superficie plana o convexa solo intercambia radiación con su entorno y por lo tanto $F_{ii} = 0$.

Existen varios métodos para calcular los factores de forma entre dos superficies desde resolución de integrales hasta el uso de simulaciones de Monte-Carlo, para algunas geometrías definidas los factores de forma se encuentran tabulados, sin embargo, no existe tabulación o fórmulas dadas para la geometría trapezoidal del receptor, debido a esto se utiliza el método de cuerdas cruzadas para calcular los factores de forma dentro del receptor. El método se aplica en un recinto cerrado bidimensional que se muestra en la Figura 2.10 en el cual se desea calcular el factor de forma F_{12} . Las superficies emisoras y receptoras pueden ser irregulares (partes cóncavas y partes convexas) y además la vista entre ellas puede estar obstruida.

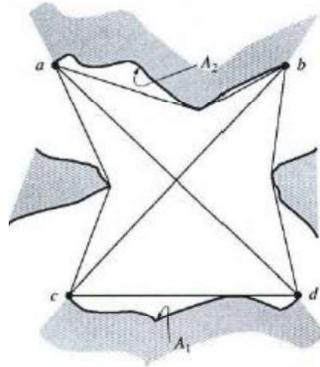


Figura 2.10. Método de cuerdas cruzadas para una geometría bidimensional arbitraria.

(Fuente: [43])

Para calcular el factor de forma de la superficie 1 a la superficie 2 se debe seguir los siguientes pasos:

- Imaginar que se dispone de cuerdas para unir los extremos de cada superficie, en caso de que existieran superficies que intercepten se debe rodear procurando obtener la menor longitud. En este caso el área 1 corresponde al segmento cd , y el área 2 corresponde a la trayectoria ab .
- Unir los extremos correspondientes de cada superficie generando los lados ac y bd , en caso de que existieran superficies que intercepten se debe rodear procurando obtener la menor longitud.
- Unir los extremos opuestos de cada superficie generando las diagonales ad y bc , de igual forma se evita superficies que intercepten procurando obtener la menor longitud.

Una vez se han conectado todos los puntos y se conocen las longitudes de cada una de las trayectorias formadas, se procede a aplicar la siguiente ecuación [43]:

$$F_{12} = \frac{(A_{bc} + A_{ad}) - (A_{ac} + A_{bd})}{2A_1} = \frac{\text{área diagonales} - \text{área lados}}{2 * \text{área emisora}} \quad (2.16.)$$

Al considerar que la profundidad L es la misma para cada una de las áreas, se puede simplificar dicho término de la ecuación (2.16):

$$F_{12} = \frac{(bc + ad) * L - (ac + bd) * L}{2cd * L}$$

$$F_{12} = \frac{(bc + ad) - (ac + bd)}{2cd} = \frac{\text{longitud diagonales} - \text{longitud lados}}{2 * \text{longitud emisora}} \quad (2.17.)$$

En la Figura 2.11, la ecuación (2.17) se aplica sobre la superficie 1 y 2 del receptor para calcular los factores de forma correspondientes, luego se utiliza la ecuación (2.14) para calcular los factores de forma restantes. Por simetría de la cavidad receptora los factores de forma de la superficie 2 son iguales a los de la superficie 3. Para cada superficie dentro

de la cavidad existen 3 factores de forma, por lo que en total para las 4 superficies se tiene 12 factores de forma cuyas ecuaciones se presentan en la Tabla 2.7.

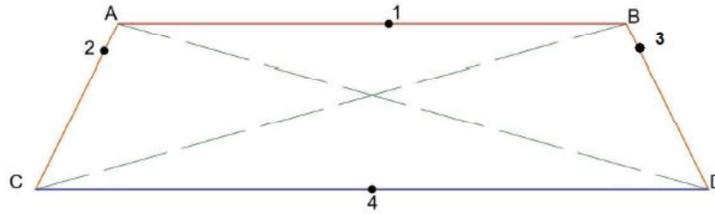


Figura 2.11. Esquema para el cálculo de los factores de forma.

(Fuente: [23])

Tabla 2.7. Factores de forma para la cavidad trapezoidal.

Factor de forma	Ecuación
F_{12}, F_{13}	$\frac{AC + AB - BC}{2AB}$
F_{14}	$\frac{AD + BC - (BD + AC)}{2AB}$
F_{21}, F_{31}	$\frac{AB}{AC} F_{12}$
F_{23}, F_{32}	$\frac{AD + BC - (AB + CD)}{2AC}$
F_{24}, F_{34}	$\frac{AC + CD - AD}{2AC}$
F_{41}	$\frac{AB}{CD} F_{14}$
F_{42}, F_{43}	$\frac{AC}{CD} F_{24}$

Al considerarse que las superficies dentro de la cavidad receptora actúan como una superficie gris difusa se puede aplicar la ley de Kirchhoff [44] $\varepsilon = \alpha$ a cada superficie dentro del receptor. Esto simplifica los cálculos necesarios para encontrar el intercambio de calor por radiación entre superficies en un recinto cerrado, y permite utilizar la ecuación (2.18) [43].

$$\frac{q_{ri}}{\varepsilon_i} - \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{\varepsilon_j} - 1 \right) F_{ij} q_{rj} = \sum_{j=1}^N F_{ij} (E_{bi} - E_{bj}), \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (2.18.)$$

La ecuación (2.18) se aplica a cada una de las superficies del receptor, y tiene la ventaja de que elimina el intercambio de calor por radiación entre superficies a la misma temperatura. El valor de q_{ri} representa el intercambio neto por radiación en la superficie i , y $E_{bi} = \sigma T_i^4$ es la energía que emitiría la superficie i si fuera un cuerpo negro.

$$\begin{aligned} \frac{q_{r1}}{\varepsilon_1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) F_{12} q_{r2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_3} - 1\right) F_{13} q_{r3} - \left(\frac{1}{\varepsilon_4} - 1\right) F_{14} q_{r4} \\ = \sigma F_{12} (T_1^4 - T_2^4) + \sigma F_{13} (T_1^4 - T_3^4) + \sigma F_{14} (T_1^4 - T_4^4) \end{aligned} \quad (2.19.)$$

$$\begin{aligned} \frac{q_{r2}}{\varepsilon_2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) F_{21} q_{r1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_3} - 1\right) F_{23} q_{r3} - \left(\frac{1}{\varepsilon_4} - 1\right) F_{24} q_{r4} \\ = \sigma F_{21} (T_2^4 - T_1^4) + \sigma F_{23} (T_2^4 - T_3^4) + \sigma F_{24} (T_2^4 - T_4^4) \end{aligned} \quad (2.20.)$$

$$\begin{aligned} \frac{q_{r3}}{\varepsilon_3} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) F_{31} q_{r1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) F_{32} q_{r2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_4} - 1\right) F_{34} q_{r4} \\ = \sigma F_{31} (T_3^4 - T_1^4) + \sigma F_{32} (T_3^4 - T_2^4) + \sigma F_{34} (T_3^4 - T_4^4) \end{aligned} \quad (2.21.)$$

$$\begin{aligned} \frac{q_{r4}}{\varepsilon_4} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) F_{41} q_{r1} - \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) F_{42} q_{r2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_3} - 1\right) F_{43} q_{r3} \\ = \sigma F_{41} (T_4^4 - T_1^4) + \sigma F_{42} (T_4^4 - T_2^4) + \sigma F_{43} (T_4^4 - T_3^4) \end{aligned} \quad (2.22.)$$

Con el uso de las ecuaciones (2.19 - 2.22) se obtiene el calor transferido por radiación entre las superficies internas del receptor.

Convección natural

El siguiente proceso de transferencia de calor que se analiza es la convección. Primero se analiza la convección natural o libre existente entre las superficies internas del receptor y el aire encerrado dentro del mismo. El fenómeno de convección natural se da al no existir un flujo forzado sobre las superficies, sino que al contrario el flujo se forma de manera natural debido a que en la capa de fluido más cercana a la superficie se genera un gradiente de temperatura y un gradiente de densidades que a su vez genera una fuerza neta que es la suma de las fuerzas gravitacionales y por flotabilidad que empuja al fluido menos denso hacia arriba [44]. Para estudiar la convección natural se hace uso de correlaciones empíricas las cuales han sido desarrolladas para la mayoría de geometrías comunes, estas correlaciones son adaptables a la mayoría de problemas ingenieriles y hacen uso de los siguientes números adimensionales [44]:

- Número de Nusselt: mide el aumento de transferencia de calor desde una superficie por la que un fluido discurre comparada con la transferencia de calor si solo ocurriera por conducción.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{k} \quad (2.23.)$$

- Número de Rayleigh: dependiendo de la magnitud de este número el proceso de transferencia de calor ocurre principalmente por conducción o convección. Si es menor a 10^9 se considera flujo laminar, caso contrario es flujo turbulento.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.24.)$$

Para las diferentes correlaciones que existen el número de Nusselt y de Rayleigh están basados en la longitud característica L la cual cambia dependiendo de la geometría. Para las ecuaciones (2.23 y 2.24) todas las propiedades del fluido están evaluadas en la temperatura de película $T_f = (T_s + T_\infty)/2$.

Una vez se ha calculado el número de Nusselt, se utiliza la ecuación (2.23) para obtener el coeficiente de convección y usarlo en la ley de enfriamiento de Newton, ecuación (2.25), y obtener la tasa de transferencia de calor por convección.

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) \quad (2.25.)$$

La placa absorbidora y la cubierta de vidrio se tratan como placas planas horizontales, mientras que los reflectores secundarios se tratan como placas planas inclinadas, en la Figura 2.12 se observa los diferentes escenarios para la convección natural en placas planas inclinadas.

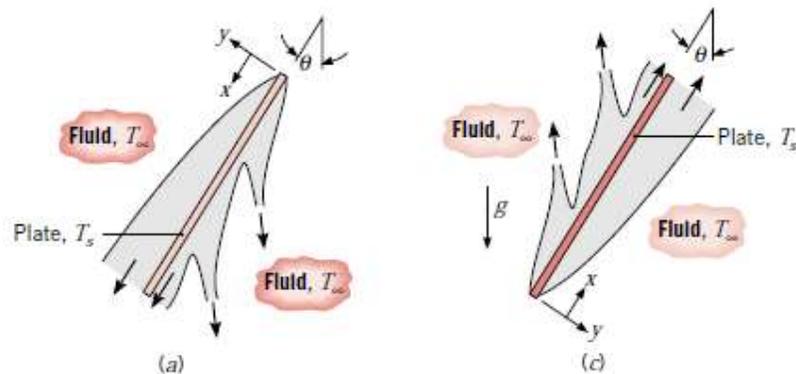


Figura 2.12. (a) Convección natural en placa inclinada fría $T_s < T_\infty$. (b) Convección natural en placa inclinada caliente $T_s > T_\infty$.

(Fuente: [44])

En el caso de placas inclinadas la correlación usada se presenta en la ecuación (2.26), esta ecuación es la misma usada para placas verticales con la diferencia de que en la ecuación (2.24) correspondiente al número de Rayleigh g se reemplaza por $g \cos \theta$ y es aceptable para valores de $0 \leq \theta \leq 60$ [44]. La longitud característica L para este caso es la longitud total de la placa.

$$\bar{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.26.)$$

Para el caso de placas horizontales es necesario definir si la superficie es caliente o fría (en comparación con la temperatura del fluido) y si esta superficie se encuentra en la parte

superior o inferior de la placa ya que de ello depende las correlaciones utilizadas. En la Figura 2.13 se muestra como es el comportamiento del fluido en los diferentes escenarios antes mencionados para placas horizontales.

La placa absorbidora al recibir mayor cantidad de radiación solar incrementa más su temperatura que el resto de superficies y el aire, por lo que se puede modelar como una placa horizontal caliente inferior, cuya correlación se presenta en la ecuación (2.27) [44]. La superficie interna de la placa de vidrio recibe la menor cantidad de radiación solar por lo que tiene la menor temperatura dentro de la cavidad y se puede modelar como una placa horizontal fría superior, cuya correlación es la misma que en el caso de la placa absorbidora.

$$\overline{Nu}_L = 0,27Ra_L^{1/4} \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \quad (2.27.)$$

En el caso de placas horizontales la longitud característica varía de la longitud normal de la placa y se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$L = \frac{A_s}{P} \approx \frac{L_{menor\ placa}}{2} \quad (2.28.)$$

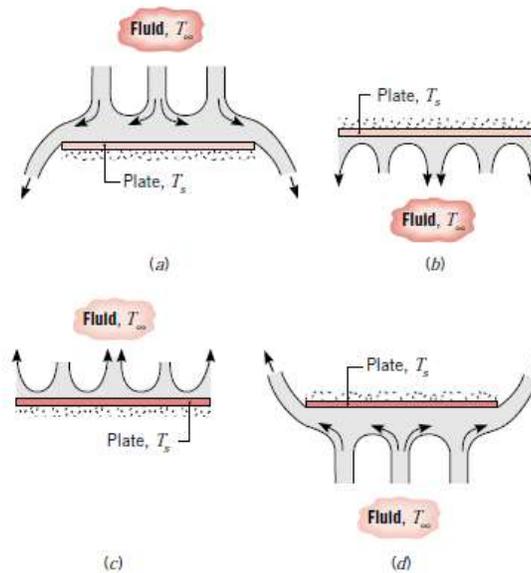


Figura 2.13. Flujos debido a la flotabilidad en: (a) placa fría superior, (b) placa fría inferior, (c) placa caliente superior, (d) placa caliente inferior.

(Fuente: [44])

Convección forzada

A diferencia de la convección natural, en la convección forzada existe una fuerza que impulsa al fluido a moverse sobre una superficie, dicho impulso puede provenir de una

bomba, ventilador, compresor, etc. Las superficies externas de la cavidad receptora se encuentran en contacto con el aire exterior que se ve impulsado debido a las corrientes de aire naturales en la localidad. Se considera que debido a las fluctuaciones de corrientes de aire el fluido se encuentra en régimen turbulento. Moghimi et. al. [6] establece que el coeficiente de convección entre los elementos externos del receptor y el aire se mantiene constante en toda la superficie a pesar de que puedan existir variaciones en la corriente del aire, dicha consideración se utiliza para el modelo planteado. En base a las consideraciones anteriores todas las superficies externas del receptor (cubierta de vidrio y exterior del aislante) se modelan como superficies planas sometidas a flujo externo turbulento, cuya correlación sugerida por Incropera. et. al. [44] es:

$$\overline{Nu}_L = 0,037Re_L^{4/5}Pr^{1/3} \quad \left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 60 \\ 0 \leq Re_L \leq 10^8 \end{array} \right] \quad (2.29.)$$

$$Re_L = \frac{V_\infty L}{\nu} \quad (2.30.)$$

La ecuación (2.30) sirve para calcular el número de Reynolds que representa la razón entre las fuerzas de inercia y fuerzas viscosas dentro del fluido. Al calcular el número de Nusselt de la ecuación (2.29) se lo puede usar en la ecuación (2.23) para calcular el coeficiente de convección y usarlo en la ecuación (2.25) para obtener la tasa de transferencia de calor por convección externa forzada en cada una de las superficies externas del receptor. Ambas ecuaciones (2.29 y 2.30) usan como longitud característica L la longitud normal de la placa y las propiedades del fluido se evalúan a temperatura de película T_f .

Las tuberías que transportan el HTF se deben analizar de diferente forma, debido a que el flujo se da dentro de una cavidad confinada, en este caso una tubería circular, en donde la capa límite es incapaz de desarrollarse sin eventualmente verse restringida. Se considera que el fluido, en este caso agua, se encuentra en la región completamente desarrollada y que el flujo de calor sobre la tubería es constante, en base a esto la correlación adecuada para el caso laminar $Re_D \leq 2000$ es [44]:

$$Nu_D = 4,36 \quad (2.31.)$$

$$Re_D = \frac{u_m D}{\nu} \quad (2.32.)$$

Si el flujo es turbulento, es decir $Re_D > 2000$, las correlaciones a usarse son las siguientes [45]:

$$f = \frac{1}{\left(-2 \log \left(\frac{40 \times 10^{-6}}{3,7065D} \right) - \frac{5,0452}{Re_D} \log \left(\frac{1}{2,8257} * \left(\frac{40 \times 10^{-6}}{D} \right)^{1,1098} + \frac{5,8506}{Re_D^{0,8981}} \right) \right)^2} \quad (2.33.)$$

$$Nu_D = \frac{\frac{f}{8} Re_D Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.34.)$$

En las ecuaciones anteriores las propiedades del fluido se evalúan a una temperatura promedio entre la temperatura de entrada y de salida del fluido. La forma en la que se usa el número de Nusselt para calcular la tasa de transferencia de calor es la misma explicada en la convección forzada externa. La velocidad promedio que tiene el fluido dentro de cada tubería se calcula con la ecuación (2.35).

$$u_m = \frac{\dot{m}}{4\rho A_c} \quad (2.35.)$$

Conducción

En de la cavidad receptora existe conducción en la cubierta de vidrio y las paredes de aislante. La ley de Fourier aplicada a conducción unidimensional, sin generación de energía y en estado estable se usa para calcular la tasa de transferencia por calor debido a la conducción [44].

$$q = \frac{kA}{L} (T_h - T_c) \quad (2.36.)$$

Balance energético y sistema de ecuaciones

En la Figura 2.14 se observan los diferentes componentes de la cavidad receptora trapezoidal y los flujos de calor correspondientes a cada una de las superficies. q_{in} representa el flujo de calor que ingresa a cada superficie debido a la radiación solar absorbida. Las ecuaciones (2.19-2.22) se emplean para determinar los flujos de calor debido a la radiación de onda larga q_r .

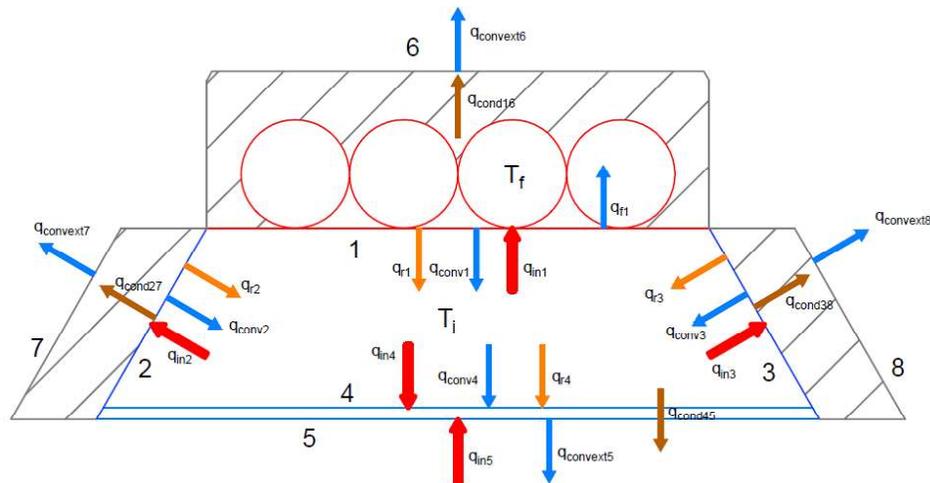


Figura 2.14. Esquema de los flujos de calor en la cavidad receptora.

Para calcular la tasa de transferencia de calor por convección se aplica la ecuación (2.25) a cada una de las superficies, tomando en cuenta que los coeficientes de convección son calculados en base a las correlaciones antes vistas dependiendo si es convección natural o forzada, obteniendo las siguientes ecuaciones:

$$q_{f1} = 4 * \bar{h}_f A_p (T_f - T_1) \quad (2.37.)$$

$$q_{conv1} = \bar{h}_1 A_1 (T_1 - T_i) \quad (2.38.)$$

$$q_{conv2} = \bar{h}_2 A_2 (T_2 - T_i) \quad (2.39.)$$

$$q_{conv3} = \bar{h}_3 A_3 (T_3 - T_i) \quad (2.40.)$$

$$q_{conv4} = \bar{h}_4 A_4 (T_i - T_4) \quad (2.41.)$$

$$q_{convext5} = \bar{h}_{ext5} A_5 (T_5 - T_{amb}) \quad (2.42.)$$

$$q_{convext6} = \bar{h}_{ext6} A_6 (T_6 - T_{amb}) \quad (2.43.)$$

$$q_{convext7} = \bar{h}_{ext7} A_7 (T_7 - T_{amb}) \quad (2.44.)$$

$$q_{convext8} = \bar{h}_{ext8} A_8 (T_8 - T_{amb}) \quad (2.45.)$$

La ecuación (2.36) se aplica para calcular la transferencia de calor por conducción tanto en el vidrio como en el aislante.

$$q_{cond45} = \frac{k_v A_4}{e_v} (T_4 - T_5) \quad (2.46.)$$

$$q_{cond16} = \frac{k_{ins} A_1}{e_{ins}} (T_1 - T_6) \quad (2.47.)$$

$$q_{cond27} = \frac{k_{ins} A_2}{e_{ins}} (T_2 - T_7) \quad (2.48.)$$

$$q_{cond38} = \frac{k_{ins} A_3}{e_{ins}} (T_3 - T_8) \quad (2.49.)$$

Con el objetivo de calcular el calor que llega al HTF q_{f1} , se debe realizar un balance energético tomando como superficies de control cada una de las superficies de la cavidad receptora, y un balance energético tomando como volumen de control el aire encerrado dentro de la cavidad.

- Superficie 1:

$$q_{in1} = q_{f1} + q_{cond16} + q_{r1} + q_{conv1} \quad (2.50.)$$

- Superficie 2:

$$q_{in2} = q_{cond27} + q_{r2} + q_{conv2} \quad (2.51.)$$

- Superficie 3:

$$q_{in3} = q_{cond38} + q_{r3} + q_{conv3} \quad (2.52.)$$

- Aire dentro del receptor:

$$q_{conv1} + q_{conv2} + q_{conv3} = q_{conv4} \quad (2.53.)$$

- Superficie 4:

$$q_{in4} + q_{conv4} + q_{r4} = q_{cond45} \quad (2.54.)$$

- Superficie 5:

$$q_{in5} + q_{cond45} = q_{convext5} \quad (2.55.)$$

- Superficie 6:

$$q_{cond16} = q_{convext6} \quad (2.56.)$$

- Superficie 7:

$$q_{cond27} = q_{convext7} \quad (2.57.)$$

- Superficie 8:

$$q_{cond38} = q_{convext8} \quad (2.58.)$$

Si se remplazan las ecuaciones (2.19-2.22) y las ecuaciones (2.37-2.49) en las ecuaciones (2.50-2.58), y considerando que los términos conocidos son: q_{in} , T_f y T_{amb} , se genera un sistema no lineal de 9 ecuaciones con 9 incógnitas que son las temperaturas de cada una de las superficies que conforman la cavidad receptora más la temperatura del aire en el interior de la misma. Una vez se resuelve el sistema de ecuaciones se pueden calcular los flujos de calor correspondientes.

Como la temperatura del fluido T_f va aumentando conforme se avanza en la longitud del receptor, es necesario discretizar la longitud total del receptor en elementos finitos ΔX , de manera que $\Delta X = L/N_{elementos}$. La variación de la temperatura del fluido en el eje longitudinal se expresa como:

$$q_{f1} = 4 * \bar{h}_f A_p (T_{f_i} - T_1) = \dot{m} C_p (T_{f_{i+1}} - T_{f_i})$$

$$T_{f_{i+1}} = \frac{4 * \bar{h}_f \pi D (T_{f_i} - T_1) \Delta X}{\dot{m} C_p} + T_{f_i} \quad (2.59.)$$

Para cada uno de los $N_{elementos}$ en los que se divide el receptor se debe resolver el sistema de ecuaciones, teniendo en cuenta que la temperatura del fluido calculada con la ecuación (2.59) se convertirá la temperatura inicial del fluido para el siguiente elemento. En la Tabla 2.8 se establecen las propiedades del agua a 40 °C [46], y en la Tabla 2.9 se presentan condiciones iniciales del agua y el aire externo, tomando como referencia los valores encontrados en [47], [48]. Las propiedades del aire interno y externo se obtienen por interpolación de los datos en la referencia [49].

Tabla 2.8. Propiedades del agua a 40 °C.

Propiedad	Unidad	Valor
Densidad (ρ)	kg/m ³	992,3
Viscosidad dinámica (μ)	Ns/m ²	653x10 ⁻⁶
Conductividad térmica (k)	W/(mK)	0,633

Tabla 2.9. Condiciones iniciales para la resolución del modelo térmico.

Condición inicial	Unidad	Valor
Temperatura de ingreso de agua (T_{f_0})	K	293
Flujo másico de agua	kg/s	0,5
Temperatura del aire externo (T_{amb})	K	293
Velocidad del aire externo	m/s	2

Se utiliza el método de Gauss-Seidel [50] para resolver el sistema de ecuaciones, tomando en cuenta de que Gauss-Seidel se usa en sistemas de ecuaciones lineales. El método iterativo es representado en la ecuación (2.60):

$$x^{j+1}_n = \frac{b_n - a_{11}x^j_1 - \dots - a_{n-1}x^j_{n-1}}{a_{nn}} \quad (2.60.)$$

Donde j representa el número de iteración correspondiente. En resumen, de cada ecuación se debe despejar una incógnita diferente e ir las calculando en base al resultado de la incógnita anterior, por lo que es necesario partir de valores iniciales arbitrarios para cada incógnita, por lo general estos valores iniciales son 0 pero pueden variar dependiendo de cada problema. El método iterativo converge en la solución del sistema de ecuaciones. El error relativo por iteración asociado al método de Gauss-Seidel se calcula mediante:

$$E_R = \left| \frac{x_i^j - x_i^{j-1}}{x_i^j} \right| * 100\% \leq \varepsilon_s \quad (2.61.)$$

Una vez que se obtiene un error relativo menor a un porcentaje dado se detiene las iteraciones y se guarda los resultados. Chapra y Canale [50] sugieren que el error en un método numérico no debe superar el 5%, para este estudio se definió un error relativo por iteración de 0,0001%.

Se modifica el sistema de ecuaciones no lineal del receptor, dejando los flujos por radiación $q_{r1}, q_{r2}, q_{r3}, q_{r4}$ en función de las temperaturas elevadas a la cuarta potencia y se los trata como una variable más a ser encontrada, de esta manera el sistema se convierte en uno lineal con 13 ecuaciones y 13 incógnitas.

Una vez planteado todo el modelo térmico, se desarrolló un código en Python que permita resolver el sistema de ecuaciones y a su vez pueda tener la sintaxis adecuada para que pueda comunicarse con el modelo óptico.

Para definir el número de divisiones a realizarse para discretizar el colector se elaboró una gráfica, Figura 2.15, en donde se observa la convergencia del modelo térmico en función de las divisiones del colector, y en la Tabla 2.10 se comparan los tiempos de simulación.

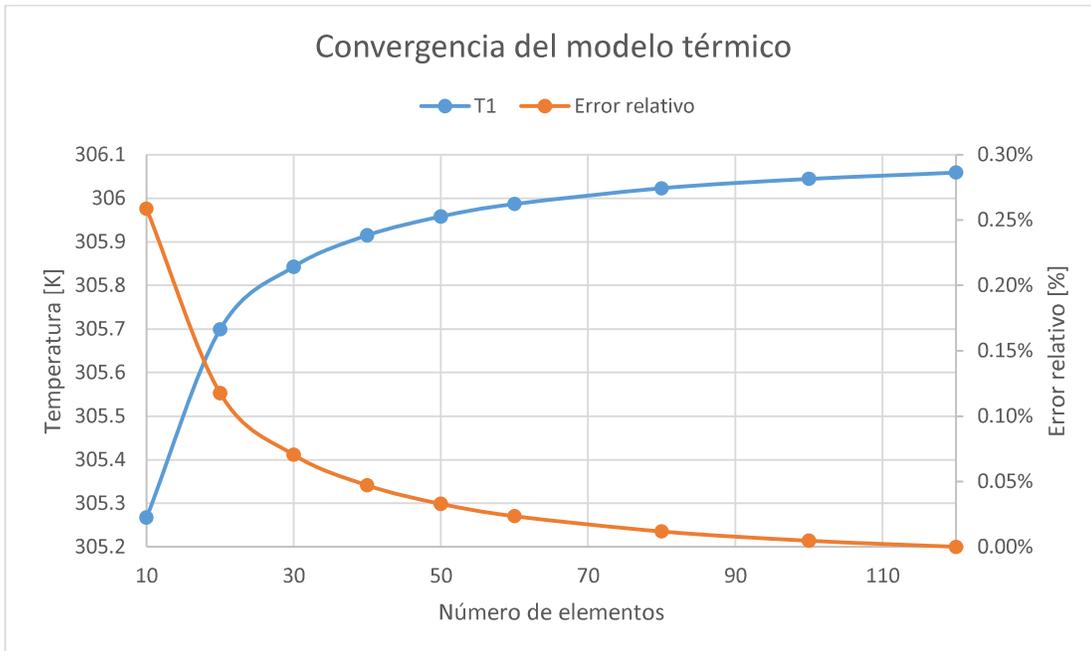


Figura 2.15. Convergencia de la temperatura de la placa absorbadora en el modelo térmico.

Tabla 2.10. Tiempos de simulación para el modelo térmico.

Número de Elementos	Tiempo [s]
10	2,64
20	4,69
30	7,69
40	9,71
50	12,11
60	14,54
80	19,04
100	24,39
120	28,85

Al igual que en el modelo óptico, se necesita que el modelo térmico tenga el menor error posible, pero considerando que también debe ser un tiempo de simulación adecuado, por esta razón, se determinó que usar 20 elementos garantiza que el error relativo por discretización sea de 0,12% y el tiempo de simulación es de 4,69 segundos.

2.5. Modelo acoplado

El modelo acoplado es la unión del modelo óptico con el modelo térmico, mediante un código elaborado en Python. Este código permite leer los resultados en formato *txt* provenientes de Solstice y guarda la potencia absorbida en cada uno de los elementos del receptor para cada una de las simulaciones lanzadas, ordena las potencias en una matriz que luego puede ser leída por el modelo térmico como dato de entrada q_{in} . Una vez ha terminado de ejecutarse el modelo térmico se guardan los resultados en formato *txt*, y se realiza el cálculo de la energía anual que llega al receptor mediante el algoritmo de integración por Monte-Carlo.

Para disminuir el tiempo de una simulación anual se paralelizó el código de manera que se distribuye automáticamente el trabajo para el número de núcleos que el usuario defina, en función del procesador que tiene el ordenador.

Los datos de entrada (inputs) y datos de salida (outputs) se presentan en la Tabla 2.11, y la Figura 2.16 muestra el diagrama de flujo para el modelo acoplado.

Tabla 2.11. Inputs y outputs del modelo acoplado.

Inputs	Outputs
Número de fechas aleatorias (<i>NN</i>)	Energía potencial anual [GJ]
Hora de inicio	Energía útil anual [GJ]
Hora de finalización	Energía incidente en el receptor anual [GJ]
Geometría del campo de reflectores primarios (longitud, número de espejos, ancho de espejos, separación entre espejos y separación bajo el receptor)	Eficiencia global anual promedio
Geometría de la cavidad receptora (alto de la cavidad, altura desde el campo de espejos, ancho de la placa absorbedora, ángulo de reflectores secundarios)	Etendue promedio anual
Número de núcleos para el modelo óptico	Desviación estándar del modelo óptico [GJ]
Número de núcleos para el modelo térmico	Desviación estándar del modelo acoplado [GJ]
TMY	Error del modelo acoplado
	Temperatura promedio a la salida del receptor [K]
	Factor de concentración máximo

Cabe recalcar que, si se desea cambiar algún material, el HTF, flujo másico, temperatura ambiental y la temperatura de ingreso del HTF se puede hacerlo sin mayor dificultad ubicándolos en el código óptico o térmico según corresponda. También es importante mencionar que si bien es cierto el modelo acoplado guarda los outputs en formato *txt*, cada una de las simulaciones puntuales (fechas aleatorias) poseen sus correspondientes resultados (también son guardados en formato *txt*) y a partir de estos se puede ampliar o disminuir los outputs a conveniencia y conocer la energía perdida por sombras, rayos que no llegaron al objetivo, absorción de elementos no receptores, pérdidas en la cavidad receptora por convección con él ambiente, eficiencia óptica y térmica, etc., mediante un postratamiento de resultados.

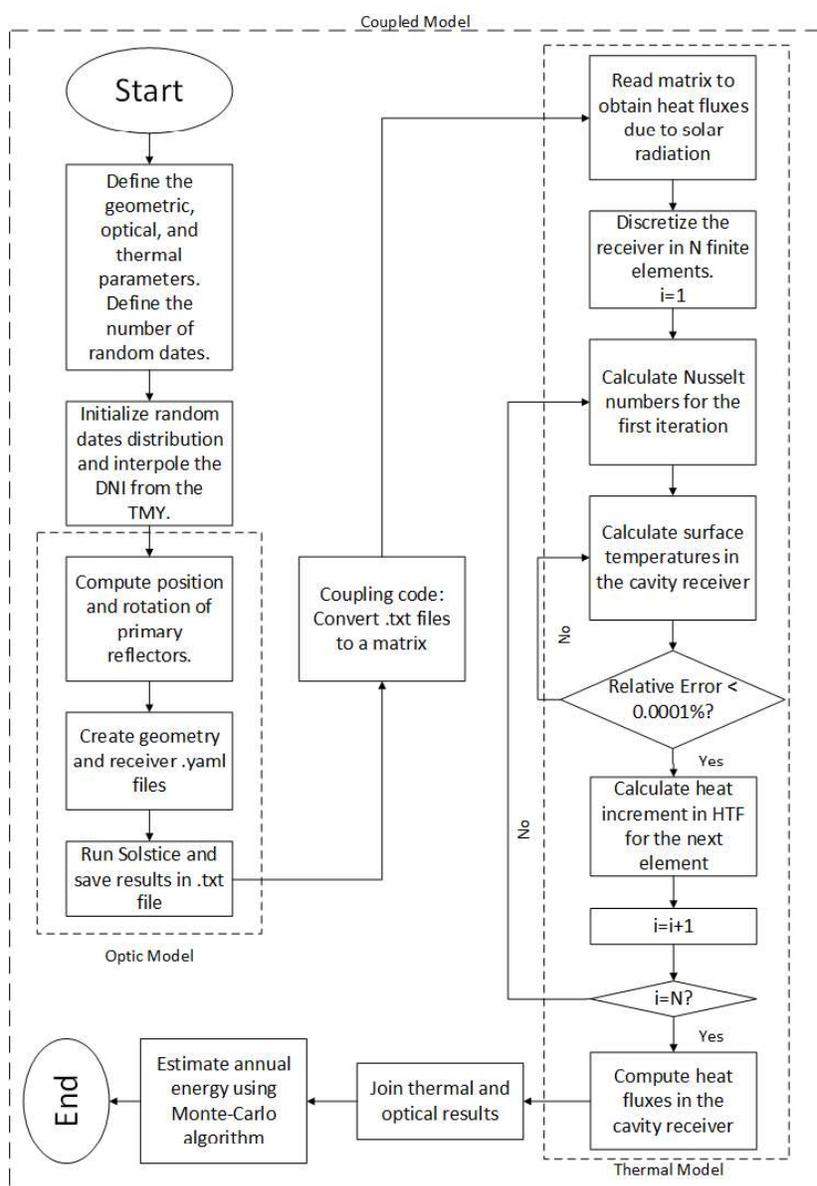


Figura 2.16. Diagrama de flujo del modelo acoplado.

Integración anual por el algoritmo de Monte-Carlo

La ecuación que permite obtener la energía anual que llegaría al HTF es:

$$E_{anual} = \int_{año} P(t)dt \quad (2.62.)$$

Esta integral puede ser resuelta mediante el algoritmo de Monte-Carlo, por lo que si se define una función de densidad probabilística uniforme que involucre a todas las fechas a lo largo del año se podría llegar a conocer la energía anual. Como el LFC solo trabaja en las horas en las que existe radiación solar, es necesario acotar la función de densidad probabilística de manera que los valores aleatorios salgan entre las horas de inicio y finalización seleccionadas por el usuario. Primero se calcula el tiempo que opera el LFC a lo largo del año en segundos t_{anual} y se reescribe la integral (2.62):

$$t_{anual} = (hora\ finalización - hora\ inicio) * 3600 * 365 \quad (2.63.)$$

$$E_{anual} = \int_0^{t_{anual}} P dt \quad (2.64.)$$

La función de densidad probabilística uniforme usada es:

$$p_x(t) = \frac{1}{t_{anual}} \quad t \in [0, t_{anual}] \quad (2.65.)$$

Al aplicar la ecuación (2.7), se obtienen los pesos de Monte-Carlo:

$$w(t_i) = \frac{P(t_i)}{1/t_{anual}} = P(t_i) * t_{anual} \quad (2.66.)$$

Al generar NN muestras aleatorias que sigan la función de densidad planteada (fechas aleatorias a lo largo del año en las horas de funcionamiento del colector), se puede usar la ecuación (2.8) y (2.9) para estimar el valor de la energía anual y el error estándar, respectivamente.

En la Tabla 2.12 se calcula el error estándar y error relativo para cada número de fechas. Basándose en la Tabla 2.3 y dado que se requiere precisión al momento de realizar un estudio paramétrico se decidió usar una muestra de 5000 fechas aleatorias a lo largo del año. La Figura 2.17 muestra la convergencia del algoritmo de integración por Monte-Carlo en función del número de fechas aleatorias.

Tabla 2.12. Convergencia de la integración anual por Monte-Carlo.

Número de fechas aleatorias	Energía útil anual [GJ]	Error estándar [GJ]	Error relativo [%]	Tiempo de simulación [s]
100	541,19	48,72	9,00	28,74
500	498,06	20,91	4,20	101,27
1000	512,92	15,01	2,93	191,64
2000	492,72	10,50	2,13	369,62
3000	512,78	8,72	1,70	601,43

4000	489,76	7,31	1,49	780,29
5000	498,93	6,63	1,33	1005,07

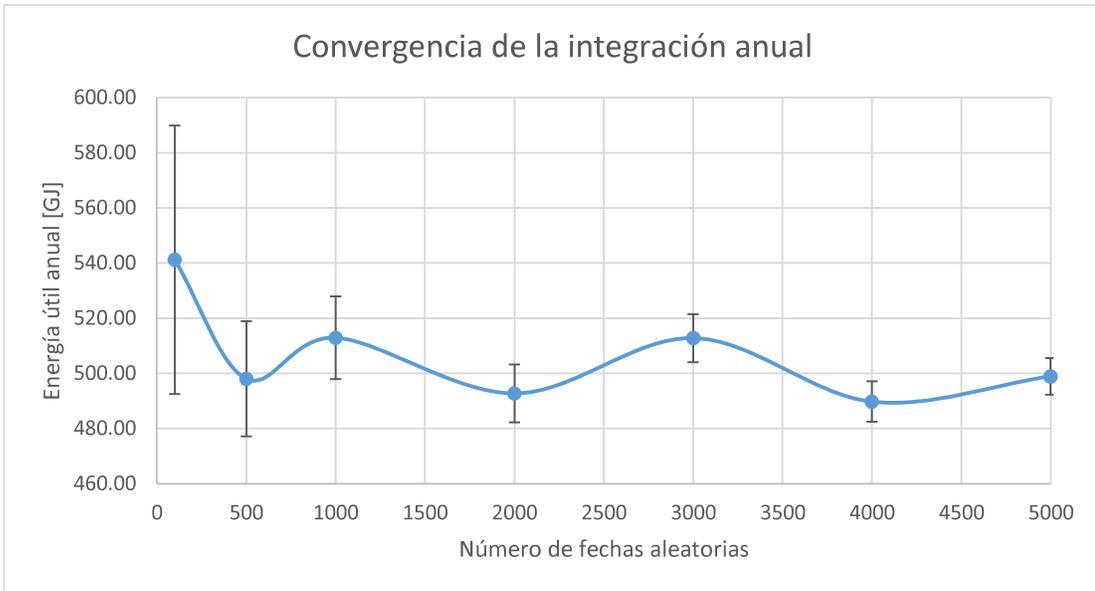


Figura 2.17. Convergencia de la integración anual por Monte-Carlo.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Validación del modelo óptico

Para validar el modelo óptico se toma como referencia el estudio de Zhu [21] debido a que presenta un colector lineal Fresnel con reflectores primarios planos y de un ancho pequeño. LABEX-SOLSTICE (laboratorio colaborador al desarrollo de Solstice) [40], elaboró un código automático, basado en el estudio de Zhu, que crea la geometría del LFC y ejecuta Solstice para evaluar la parte óptica del colector, el código se encuentra disponible en su portal web. Se usa dicho código para validar el código elaborado en Python del modelo óptico. La geometría, propiedades y principales diferencias entre ambos códigos se presentan en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Parámetros geométricos usados en la validación del modelo óptico, y diferencias principales entre los códigos.

Propiedades	Modelo Óptico Python/Solstice	LABEX SOLSTICE
Parámetros solares		
DNI [W/m^2]	1000	1000
Número de rayos	100000	100000
Azimut [$^\circ$]	180,334	180
Zenit [$^\circ$]	40,2969	40
Reflectores primarios		
Ancho [m]	0,105	0,105
Distancia entre espejos [m]	0,115	0,115
Numero de espejos	100	100
Reflectividad	0,94	0,94
Slope [mrad]	0,001	0,001
Tubo absorbedor		
Diámetro [m]	0,09	0,09
Absortividad	0,9	0,9
Altura desde los espejos [m]	7	6,953
Diferencias entre ambos códigos		
Distribución de la DNI sobre la longitud de onda del espectro solar	Solstice automáticamente distribuye de manera default la DNI sobre el espectro (0,28-0,4 μm)	Utiliza un parámetro adicional que permite al usuario ingresar la distribución de la DNI sobre el espectro
Azimut y Zenit	La posición del sol se calcula en base a la fecha y hora ingresada. Se buscó una fecha y hora a la cual el azimut y zenit tengan valores	La posición del sol se ingresa manualmente

	lo más cercanos posibles a los de LABEX	
Posicionamiento y rotación de los reflectores primarios	Se usa las ecuaciones presentadas en el modelo óptico para rotar cada espejo hacia el tubo absorbedor	Deja que Solstice automáticamente rote y posicione cada espejo apuntando hacia el tubo absorbedor, provocando que suban 0,047 m

Ambos códigos se corrieron en una misma computadora, de esta manera se descarta el error asociado a la capacidad computacional. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Resultados de la validación.

Parámetro	Modelo Óptico Python/Solstice	LABEX SOLSTICE	Error [%]
Flujo potencial [W]	659400	659400	0,000
Potencia absorbida [W]	385923	368092	4,844
Factor coseno	0,849705	0,848492	0,143
Pérdidas por sombras [W]	3385,98	3646,48	-7,144
Pérdidas por rayos perdidos [W]	136906	153811	-10,991
Pérdidas por absorción [W]	34080,5	33946,2	0,396

De la Tabla 3.2 se observa que el flujo potencial para ambos códigos es el mismo, esto indica que la geometría y el número de los espejos se encuentran bien definidos ya que el flujo potencial es la DNI por el área de apertura. La potencia absorbida es el parámetro más importante a ser analizado, en este caso se observa que el modelo óptico planteado absorbe un 4,844% más de energía que el modelo de LABEX-SOLSTICE, para determinar las causas de esta diferencia se debe analizar las pérdidas y determinar qué ocurre en las simulaciones.

El factor coseno depende del posicionamiento, rotación de los espejos y de la dirección de la radiación solar incidente, en ambos casos es prácticamente el mismo con una pequeña diferencia debido a que la rotación de los espejos y la posición del sol es ligeramente diferente para ambos modelos como se muestra en la Tabla 3.1, las pérdidas por absorción son muy cercanas dado que la absorptividad de los espejos es la misma para ambos modelos. La primera diferencia más grande se encuentra en las pérdidas por sombras, sin embargo, aunque ésta es 7,144% menor que el código de LABEX, sus valores no afectan mucho a la potencia absorbida ya que como se observa apenas son 3385,98 W comparados con 385923 W de potencia absorbida. Finalmente, las pérdidas por rayos

perdidos (rayos que jamás llegaron a chocar con una superficie receptora) son las que más afectan a la potencia absorbida ya que su valor es comparable. Aquí se nota que el código elaborado en Python tiene un 10,991% menos de pérdidas que el código de LABEX, esto se debe a que la rotación de cada espejo es controlada en el código planteado, mientras que LABEX deja que Solstice oriente los espejos fijando un objetivo sin tener un control sobre ese ángulo de rotación, además al hacer esto los espejos suben 4,7 cm y mientras más cerca se encuentren del receptor más difícil es para los espejos de los extremos orientar los rayos hacia el objetivo.

Dado que la diferencia más grande se debe a la forma en la que ambos modelos rotan sus espejos hacia el receptor, justificando así la diferencia de 10,991% en pérdidas por rayos perdidos; que la geometría y propiedades de los espejos y absorbedor se encuentran bien definidos, y que el error en la potencia absorbida es menor al 5% [50], se puede dar por validado el modelo óptico.

3.2. Validación del modelo térmico

El código desarrollado en Python para el modelo térmico será validado en base a los resultados de Jaramillo [23]. La geometría usada para la cavidad receptora es la geometría 1 de la Tabla 2.1, las propiedades usadas para la validación se especifican en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Propiedades usadas en la validación del modelo térmico.

Propiedad	Unidades	Valor
HTF (agua)		
Temperatura de ingreso	K	348
Flujo másico	kg/s	0,557
Densidad	kg/m ³	974,4
Viscosidad dinámica	kg/(m*s)	37,8x10 ⁻⁵
Conductividad térmica	W/(m*K)	0,645
Calor específico	J/(kg*K)	4193
Aire		
Densidad	kg/m ³	1,204
Viscosidad dinámica	kg/(m*s)	1,85x10 ⁻⁵
Conductividad térmica	W/(m*K)	0,02551
Calor específico	J/(kg*K)	1007
Radiación solar incidente		
Flujo solar concentrado	W/m ²	20000
Placa absorbidora		

Absortividad	-	0,9
Reflectividad	-	0,1
Emisividad	-	0,9
Reflectores secundarios		
Absortividad	-	0,1
Reflectividad	-	0,9
Emisividad	-	0,1
Cubierta de vidrio		
Transmisividad	-	1
Emisividad	-	0,94
Absortividad	-	0

Las diferencias que existen entre ambos modelos se presentan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Diferencias entre el modelo térmico desarrollado y el usado para la validación.

Consideraciones	Modelo térmico desarrollado	Jaramillo [23]
Lenguaje de programación utilizado	Python	Matlab
Propiedades del aire interno y externo de la cavidad receptora	Se interpolan las propiedades dependiendo de la temperatura	Se consideran constantes y no dependen de la temperatura
Temperatura de reflectores secundarios	La temperatura del reflector derecho es diferente a la del izquierdo	Se asume simetría en la cavidad trapezoidal por lo que ambos reflectores tienen la misma temperatura.
Resolución del sistema de ecuaciones	Se resuelve mediante Gauss-Seidel	Se resuelve utilizando el solver integrado que tiene Matlab

Ambos códigos se ejecutaron en la misma computadora, además consideran un aislamiento perfecto y la cavidad receptora se discretiza en 80 elementos. Para comparar los resultados se toma como referencia las respuestas de ANSYS con las cuales Jaramillo validó su código en Matlab. En la Tabla 3.5 se muestran los resultados obtenidos por ambos códigos.

Tabla 3.5. Temperaturas de la cavidad receptora con coeficiente de convección externa variable.

Temperaturas	ANSYS	Python	Error [%]	MATLAB	Error [%]
HTF [K]		350,854		350,890	
Superficie absorbedora [K]	355,520	356,760	0,349	356,796	0,359
Reflectores secundarios [K]	335,710	334,731 ⁱ 334,733 ^d	-0,291	337,886	0,648
Aire interno [K]	336,840	334,127	-0,805	334,627	-0,657
Superficie vidrio interior [K]	324,060	314,829	-2,848	314,749	-2,873
Superficie vidrio exterior [K]	322,900	313,305	-2,972	313,201	-3,003
Tiempo [s]		3,096		1132,867	

i: izquierdo, d: derecho.

Las temperaturas obtenidas en ambos códigos son prácticamente las mismas, el error que se tiene con el código de Python es ligeramente más bajo que el error obtenido con el código de Matlab, excepto por la temperatura del aire interno. Los errores más altos se presentan en las temperaturas correspondientes a las superficies del vidrio, esto se debe a que en el modelo de ANSYS no se calcula el coeficiente de convección externa, sino que se lo impone como una condición de borde constante en toda la superficie externa del vidrio con un valor de $9,1051 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. En la Tabla 3.6 se cambia ambos códigos de forma que el coeficiente de convección externa sea constante e igual al de ANSYS, de esta manera se logra reducir el error a tan solo valores cercanos al 1% para ambos códigos, y se asegura que el error se debe a esa condición antes planteada.

En ambos casos, tanto en el que se calcula el coeficiente de convección externa como en el que se lo mantiene constante, los errores son menores al 3% por lo que se da por validado el modelo térmico desarrollado en Python.

Algo que es importante rescatar es el tiempo que se demora en correr la simulación, como se observa en ambas Tablas, el tiempo de simulación del código en Python es mucho menor que el tiempo de simulación en Matlab, aproximadamente es un 99,7% menor que lo que se demora Matlab, concluyendo así que el método escogido para la resolución del sistema de ecuaciones da muy buenos resultados tanto en precisión como en ahorro de recursos computacionales, logrando que el código desarrollado sea ideal para acoplarse al modelo óptico.

Tabla 3.6. Temperaturas de la cavidad receptora con coeficiente de convección externo constante.

Temperaturas	ANSYS	Python	Error [%]	Matlab	Error [%]
HTF [K]		350,862		350,898	
Superficie absorbedora [K]	355,520	356,782	0,355	356,818	0,365
Reflectores secundarios [K]	335,710	338,082 ⁱ 338,083 ^d	0,707	341,417	1,700

Aire interno [K]	336,840	337,364	0,156	338,051	0,360
Superficie vidrio interior [K]	324,060	320,698	-1,037	320,943	-0,962
Superficie vidrio exterior [K]	322,900	319,365	-1,095	319,598	-1,023
Tiempo [s]		3,073		898,186	

i: izquierdo, d: derecho.

3.3. Estudio paramétrico anual del colector lineal Fresnel

Con los modelos óptico y térmico validados y correctamente acoplados, se procedió a realizar estudios paramétricos con la finalidad de dar a conocer el potencial que posee la herramienta desarrollada, y estudiar el comportamiento que tiene el colector lineal Fresnel ante variaciones de sus parámetros geométricos. Para los siguientes estudios se utiliza la geometría 2 de la Tabla 2.1 y las propiedades de los materiales, HTF y aire definidas en el capítulo 2.

Variación de la separación entre espejos

Para conocer el efecto que tiene el variar la separación de los espejos y la separación inicial bajo el receptor, se escogió arbitrariamente que la separación entre espejos sea de 0,03 – 0,20 m, y que la separación bajo el receptor sea de 0,01 – 0,40 m. El ancho de los espejos se mantuvo constante a 0,20 m, la altura de la cavidad receptora es de 0,066 m y el ángulo de los reflectores secundarios es de 47°. Los resultados se presentan gráficamente en la Figura 3.1.

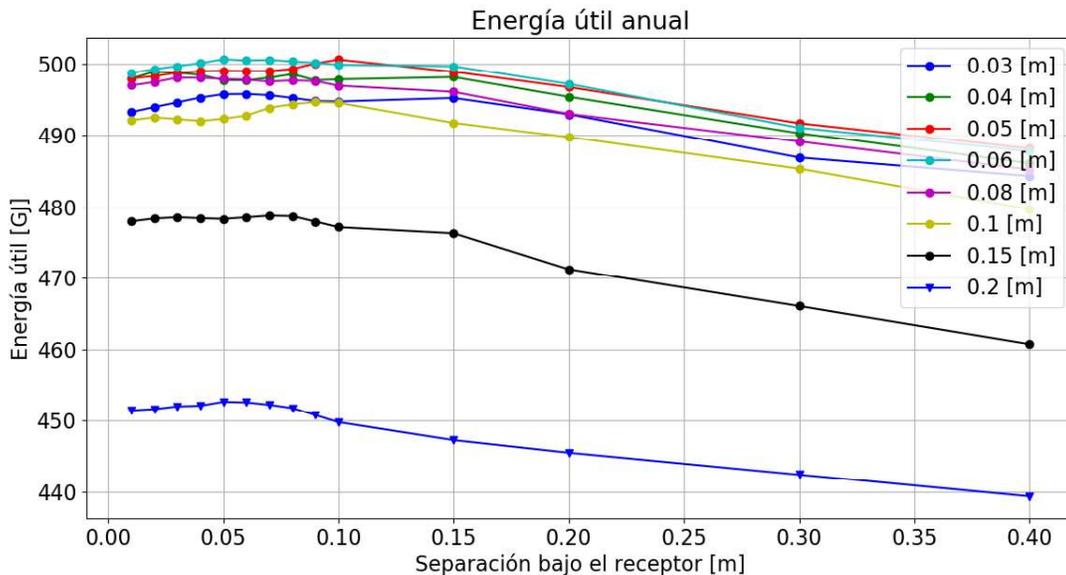


Figura 3.1. Energía útil anual vs separación bajo el receptor, para diferentes valores de separación entre espejos (se especifican en la leyenda).

En la Figura 3.1 se observa que la energía útil máxima se obtiene al usar una separación entre espejos de 0,06 m con una separación bajo el receptor de 0,05 m, o a su vez usar una separación entre espejos de 0,05 m con una separación bajo el receptor de 0,1 m, obteniendo un poco más de 500 GJ de energía útil. La separación bajo el receptor puede variar de 0,01 – 0,15 m sin presentar una pérdida considerable de energía, a partir de este valor la energía útil comienza a descender debido a que a los espejos que se ubican en los extremos les es más difícil dirigir los rayos hacia el receptor. Para una separación entre espejos de 0,20 m se pierde casi 50 GJ de energía por lo que se debería trabajar con separaciones pequeñas de 0,04 – 0,08 m ya que en este rango no se pierde tanta energía. La desventaja que se tiene al disminuir la separación y juntar los espejos, es que las pérdidas por sombras incrementan. Para ilustrar las pérdidas por sombras y por rayos perdidos se elaboró la gráfica para la separación de 0,06 m y variando la separación bajo el receptor presentada en la Figura 3.2.

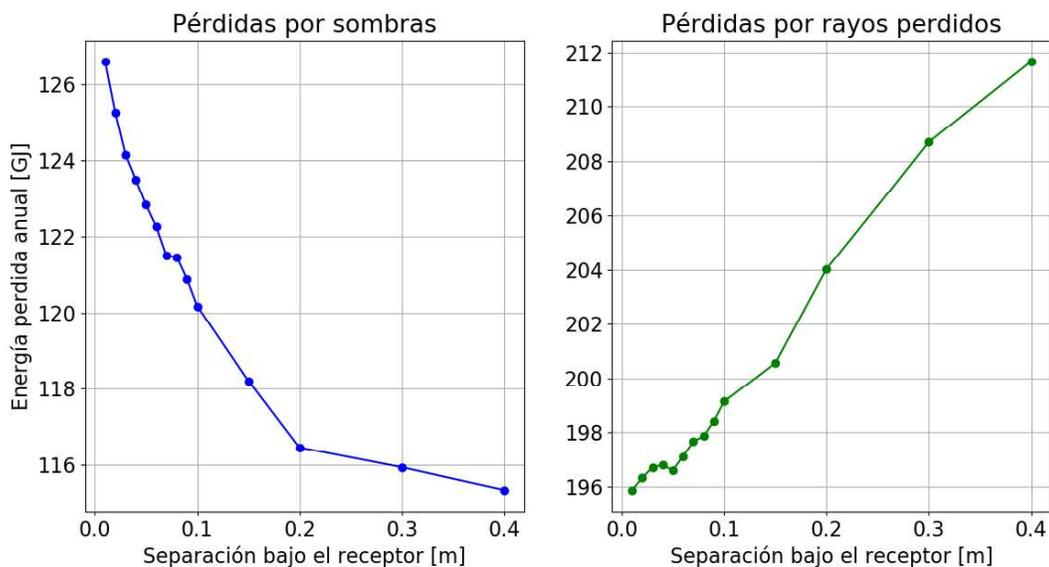


Figura 3.2. Pérdidas ópticas manteniendo fija una separación de 0.06 m entre espejos y variando la separación bajo el receptor.

Mientras más cerca se encuentren los espejos mayor sombra se hacen los unos a los otros, y también la sombra de la cavidad receptora los afecta más, es por esta razón que mientras menor sea la separación entre espejos, mayor es la pérdida por sombras. Por otro lado, si la separación entre espejos se aumenta demasiado las pérdidas por rayos perdidos aumentan debido a que es más difícil redireccionar la radiación incidente hacia la cavidad receptora para los espejos que se encuentren más lejos del receptor. En este caso en particular, las pérdidas por rayos perdidos son mayores debido a que el ancho de los espejos es mayor que el ancho de placa absorbidora en la cavidad receptora.

En la Figura 3.3 se muestra las pérdidas ópticas y en la Figura 3.4 las pérdidas térmicas, dado que en este caso se variaron parámetros de la geometría del campo de reflectores primarios, las pérdidas térmicas para cada separación entre espejos casi que se mantiene constante sin importar como varía la separación bajo el receptor, se consideran constantes dado que su variación es muy pequeña, evidenciando que un cambio en los parámetros ópticos del colector no afecta la parte térmica del mismo. En cambio, las pérdidas ópticas si dependen de esos parámetros, y se evidencia que a partir de 0,15 m las pérdidas ópticas crecen para todos los casos.

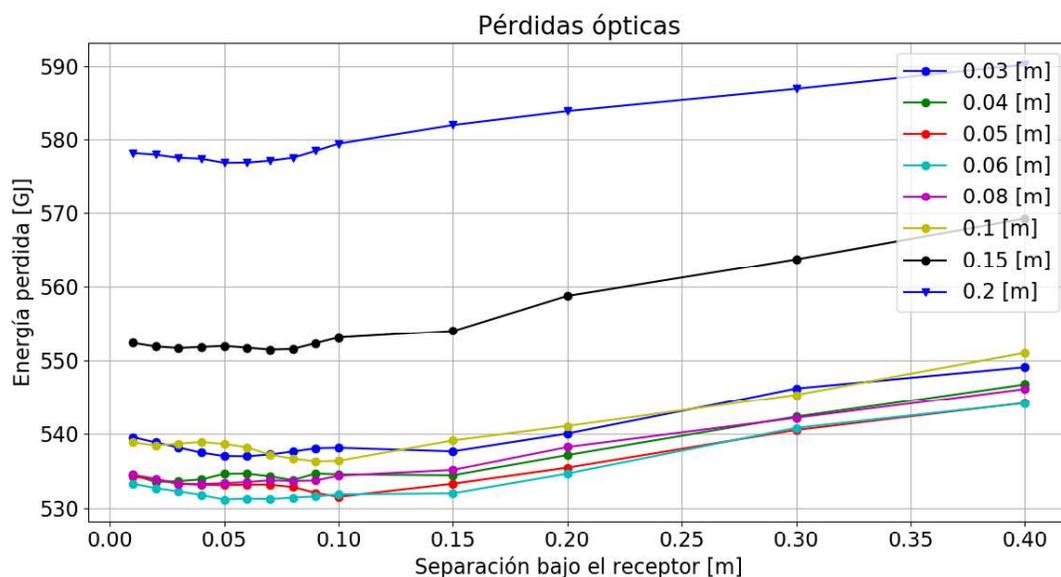


Figura 3.3. Pérdidas ópticas anuales.

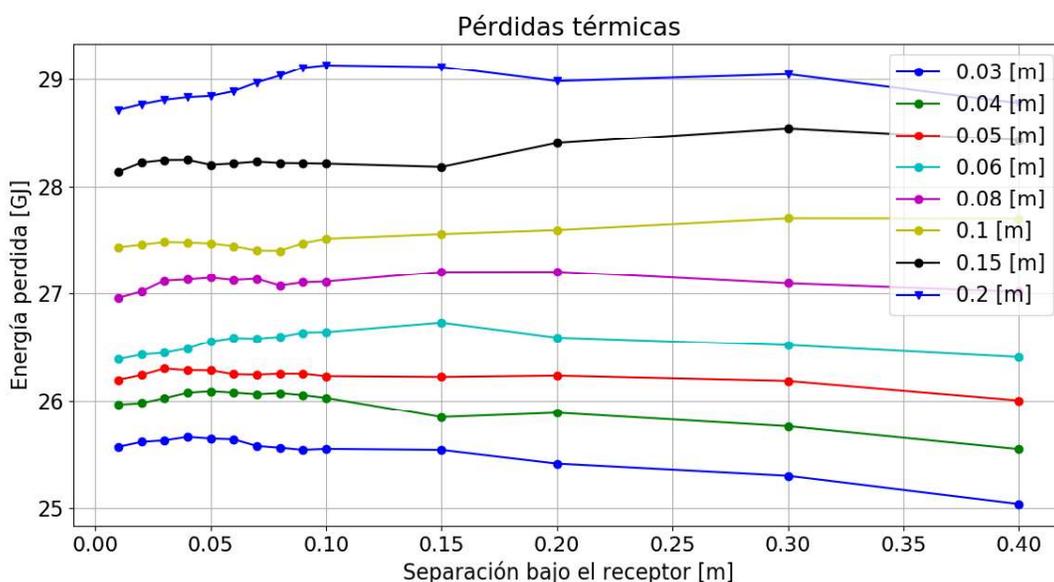


Figura 3.4. Pérdidas térmicas anuales.

Variación de las dimensiones de la cavidad receptora

En este estudio se fijó la separación de los espejos a 0,06 m y una separación bajo el receptor de 0,05 m en base a los resultados obtenidos anteriormente. La altura de la cavidad receptora se varió entre 0,05 – 0,9 m, y el ángulo de los reflectores secundarios se varió entre 45° - 65°. La Figura 3.5 muestra los resultados obtenidos para la energía útil anual.

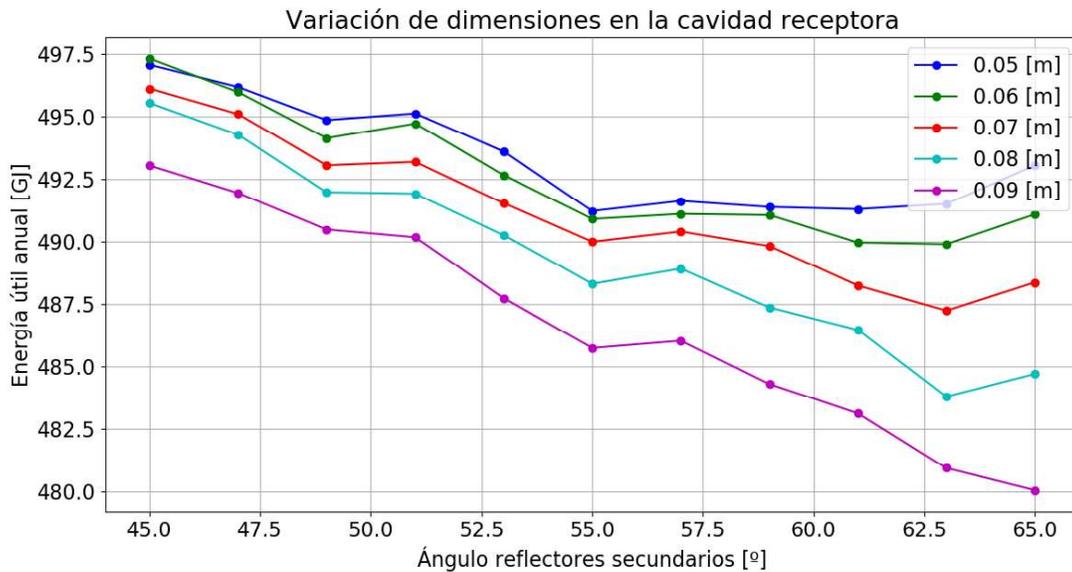


Figura 3.5. Variación del alto de la cavidad receptora y del ángulo de los reflectores secundarios.

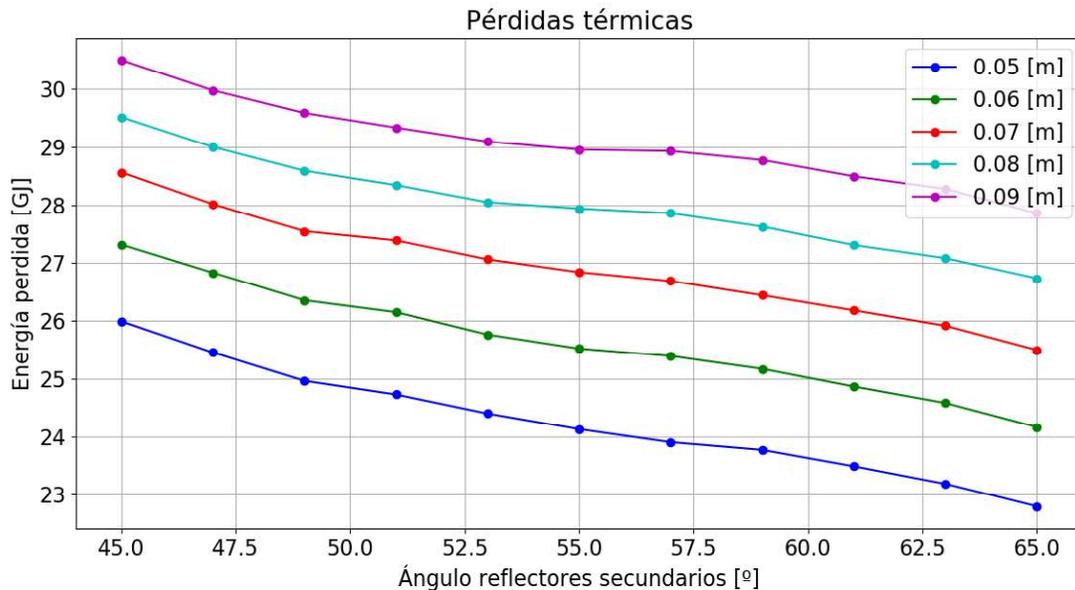


Figura 3.6. Pérdidas térmicas anuales variando dimensiones de la cavidad receptora.

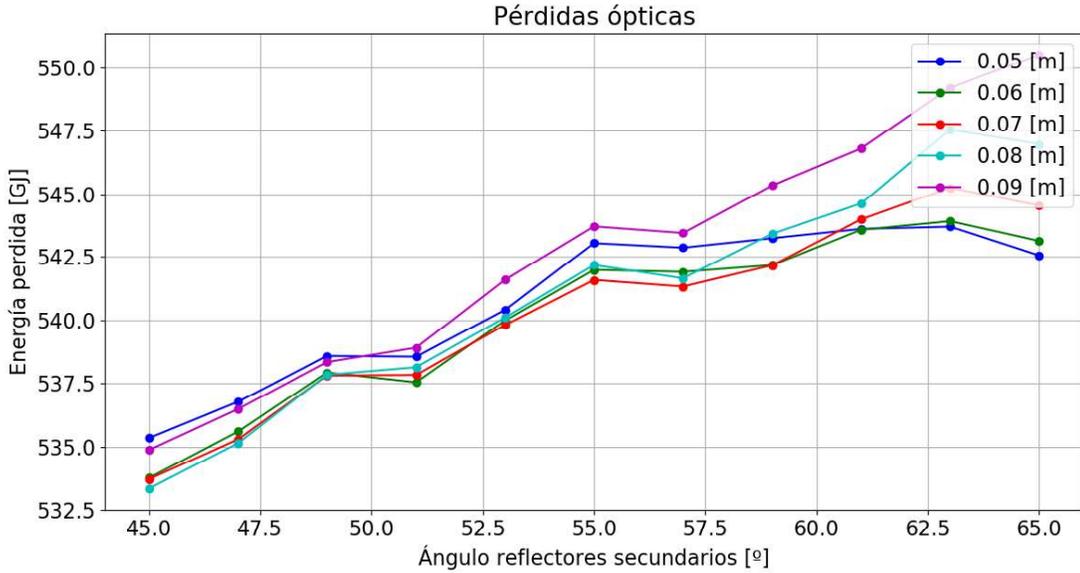


Figura 3.7. Pérdidas ópticas anuales variando dimensiones de la cavidad receptora.

De la Figura 3.5 se puede ver que mientras menor sea el ángulo de los reflectores secundarios, mayor energía llega al fluido de trabajo. Esto se debe a que el ancho de los espejos reflectores primarios (0,20 m) es mayor que el ancho de la placa absorbidora (0,1794 m) por lo tanto los reflectores secundarios quieren abrirse el mayor ángulo posible para abarcar más área y de esta forma captar mayor radiación solar incidente. Esto se comprueba al analizar la Figura 3.7, ya que se observa que mientras menor es el ángulo de los reflectores, menor energía se pierde en el modelo óptico. Si el ángulo se incrementa más, los reflectores secundarios tienden a estar casi verticales, de forma que interceptan menos radiación solar y ya no redirigen la radiación incidente hacia la placa absorbidora. La Figura 3.6 indica que para el comportamiento térmico del receptor mientras mayor sea el ángulo y menor sea la altura de la cavidad se pierde menos energía. Dado que, si el ángulo es menor, el factor de forma entre la placa absorbidora y los reflectores secundarios baja y por ende el flujo de calor por radiación de onda corta también disminuye. Si la altura de la cavidad es menor, el aire contenido dentro también es menor y por ende se calienta más llegando a una mayor temperatura, de esta forma la convección natural entre la placa absorbidora y el aire disminuye, por lo que llega más energía al HTF.

Las pérdidas térmicas tienen una variación de 2 GJ a 3 GJ, y las pérdidas ópticas tienen una variación de 10 GJ a 15 GJ por lo que en este caso estas variaciones son comparables y se determina que una variación de la geometría de la cavidad receptora si afecta al comportamiento óptico del colector. Como las pérdidas ópticas son mucho mayores que las térmicas, el comportamiento del colector se ve mayormente afectado por su parte óptica que por su parte térmica.

En el caso de 45° se puede ver que es el único ángulo en donde es mejor tener una cavidad con 0,06 m de alto. Para analizar que ocurre en el ángulo de 45° se elaboró una gráfica variando el alto de la cavidad receptora y manteniendo constante el ángulo, esta gráfica se presenta en la Figura 3.8.

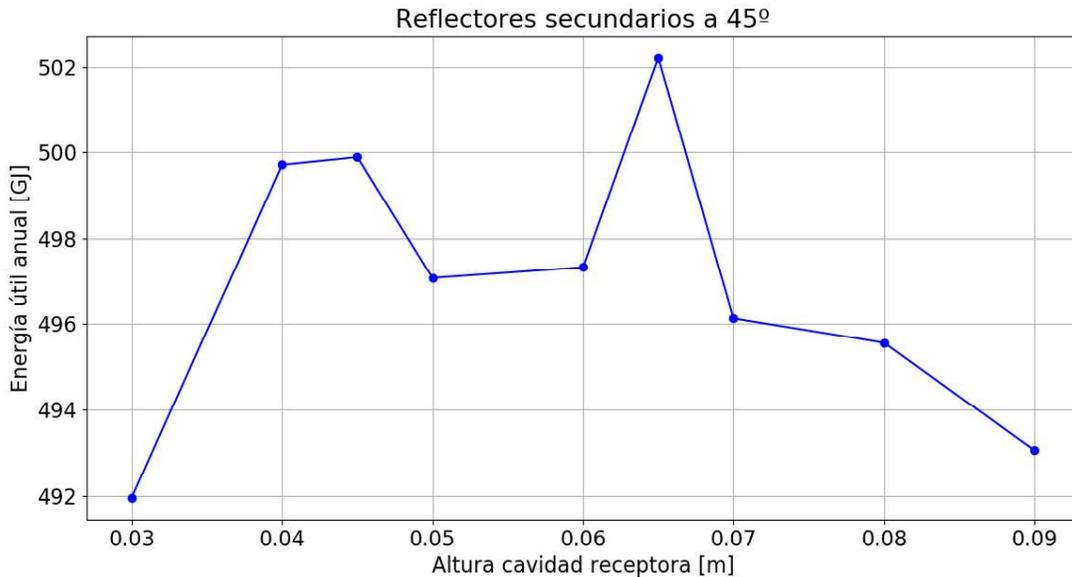


Figura 3.8. Variación de la altura de la cavidad receptora manteniendo el ángulo de los receptores secundarios constante a 45° .

De la anterior Figura podemos observar que se encuentra un punto óptimo a los 0,065 m con una energía útil máxima de 502,21 GJ para un ángulo de 45° . Como se explicó anteriormente el comportamiento óptico quiere aumentar la altura de la cavidad para que los reflectores secundarios abarquen más área con el ángulo fijado, en cambio el comportamiento térmico quiere disminuir la altura para disminuir el factor de forma y la cantidad de aire dentro de la cavidad. Esta lucha llega a equilibrarse en el punto óptimo en donde se disminuyen tanto las pérdidas ópticas como térmicas.

Variación del ancho de los espejos reflectores primarios

En las anteriores secciones se había mantenido constante el ancho de los espejos, por lo que ahora se mantendrá constante la geometría del colector e igual al valor en donde se maximizó la energía útil anual, separación entre espejos 0,06 m, separación bajo el colector 0,05 m, alto de la cavidad receptora 0,065 m y ángulo de reflectores secundarios igual a 45° . Arbitrariamente se varía el ancho de espejos entre 0,1 – 0,2 m y los resultados se muestran en la Figura 3.9.

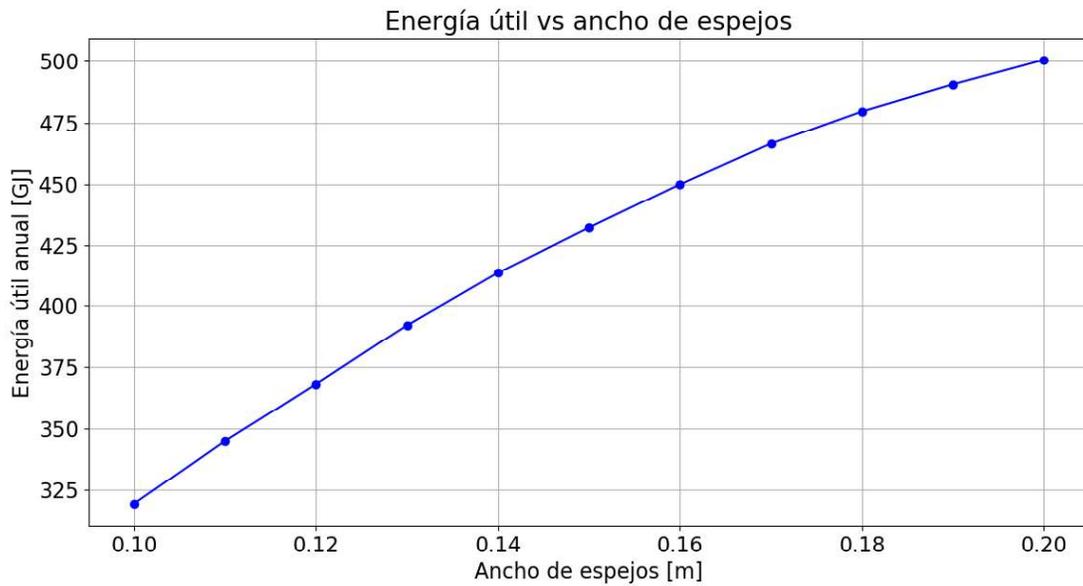


Figura 3.9. Energía útil vs ancho de espejos.

Al aumentar el ancho de los espejos, mayor es el área de apertura y por ende crece el factor de concentración máxima y la cantidad de radiación solar captada y reflejada hacia el receptor, por esta razón la energía útil también crece conforme se aumenta el ancho de los espejos reflectores. La eficiencia global, óptica y térmica del receptor se muestra en la Figura 3.10.

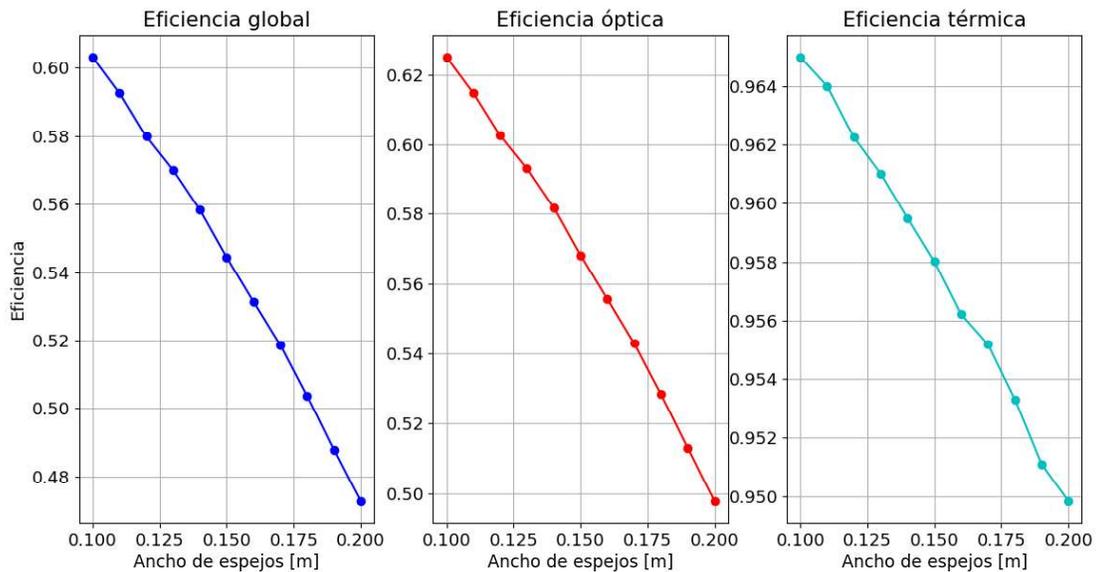


Figura 3.10. Eficiencias del LFC variando el ancho de los espejos.

Mientras se aumenta el ancho de los espejos las eficiencias del LFC bajan. La eficiencia óptica del colector baja debido a que mientras más ancho el espejo más energía se capta, pero al mismo tiempo más energía se pierde debido a sombras y rayos perdidos. La

eficiencia térmica del colector baja debido a que mientras más energía llega al receptor, mayor es la temperatura del HTF y esto provoca que mayores sean las pérdidas de calor en la cavidad receptora. Para 0,20 m la eficiencia global del colector es de 0,473 lo que significa que un poco menos de la mitad de la energía solar potencial es aprovechada, el resto es energía perdida de la cual un 95,26% corresponde a pérdidas ópticas y un 4,74% corresponde a pérdidas térmicas.

La eficiencia etendue es importante de analizar en este caso, ya que esta eficiencia es de carácter óptico e indica la relación entre la energía final que llega al receptor en el modelo óptico y la energía solar potencial que existe sobre toda el área ocupada por los reflectores primarios incluyendo los espacios vacíos entre espejos. De cierto modo esta eficiencia da a conocer que tan bien se está aprovechando el área de terreno usado.

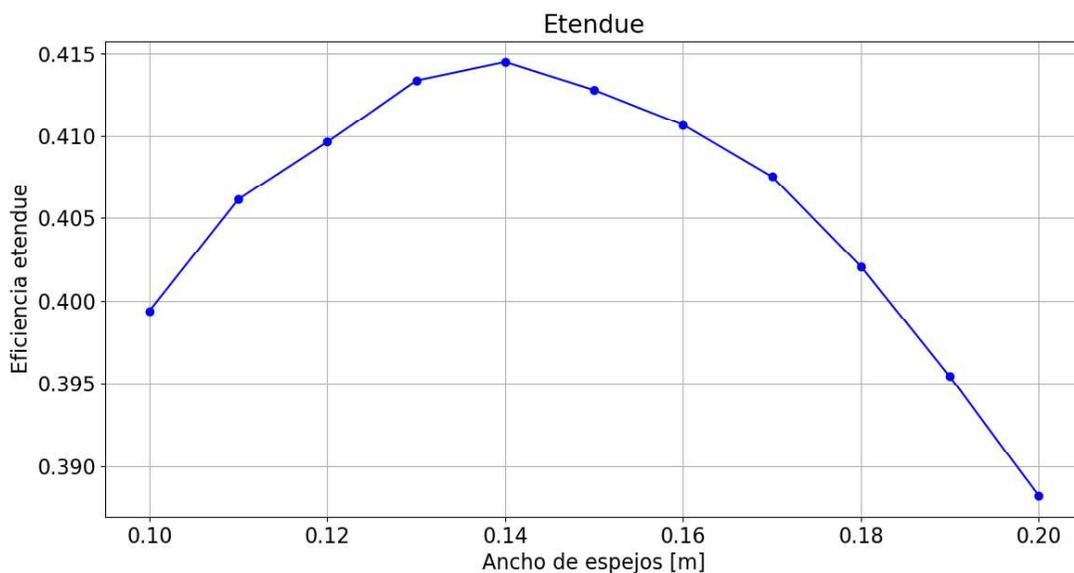


Figura 3.11. Etendue vs ancho de espejos.

La Figura 3.11 muestra la eficiencia etendue al variar el ancho de los espejos, e indica que existe un máximo de 0,414 cuando el ancho de los espejos es igual a 0,14 m, a partir de este valor las pérdidas ópticas incrementan haciendo que la etendue caiga. En este caso la energía útil anual para 0,14 m es de 413,54 GJ lo cual es un 17,38% menor que la energía útil anual que se tiene al usar espejos de 0,20 m.

Si se desea maximizar la energía útil sin tomar en cuenta ningún otro aspecto se puede usar espejos de 0,20 m de ancho, pero si se desea maximizar la energía útil aprovechando de mejor manera el área utilizada por el campo de espejos se recomienda usar espejos de 0,14 m de ancho.

Variación del flujo másico

Utilizando la misma geometría que la sección anterior y un ancho de espejos de 0,2 m se procede a variar el flujo másico con el objetivo de ver como varía la temperatura del HTF a la salida del colector. El flujo másico varía desde 0,275 – 0,5 kg/s y las respuestas encontradas se presentan en las Figuras 3.12 y 3.13.

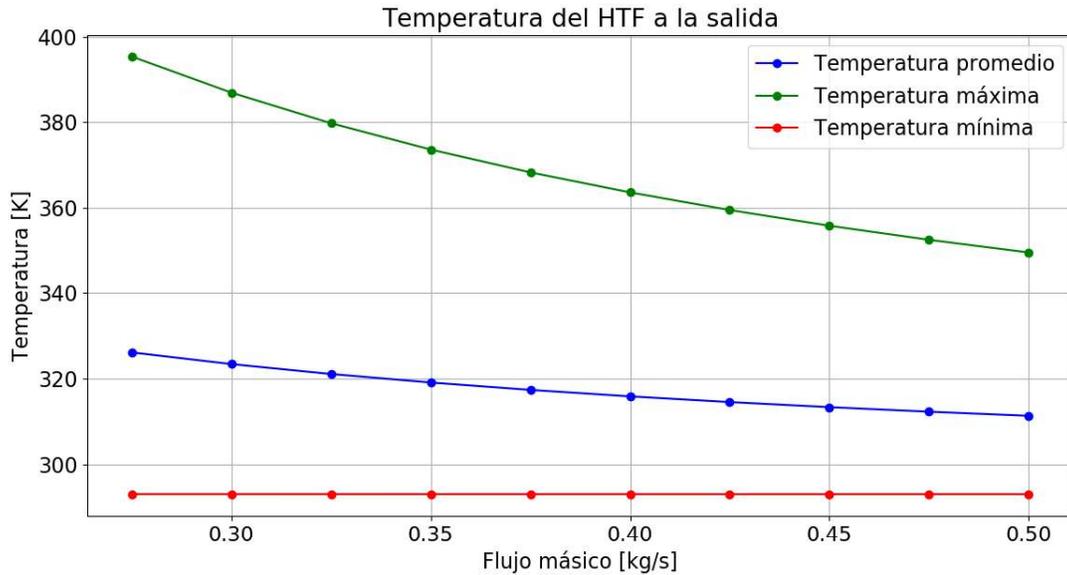


Figura 3.12. Temperatura del HTF a la salida del colector, se muestra la temperatura máxima y mínima para cada flujo másico y la temperatura promedio anual.

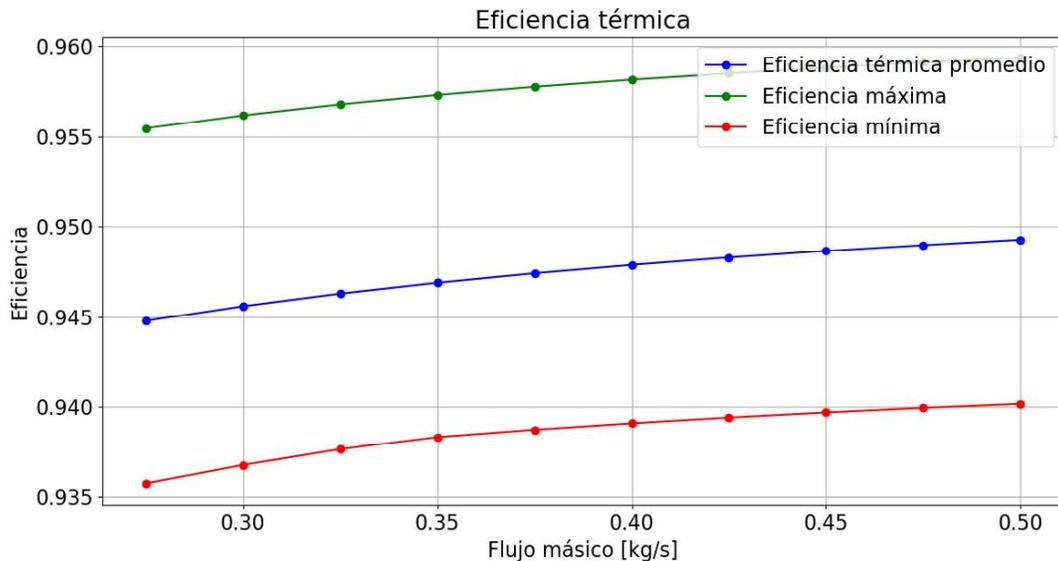


Figura 3.13. Eficiencia térmica anual promedio, máxima y mínima.

En la Figura 3.12 se puede evidenciar que dentro de la muestra de 5000 fechas aleatorias existen días en los cuales la DNI de Quito es casi nula de manera que la temperatura mínima de salida es igual a la temperatura de ingreso del fluido. También existen fechas

en las que la DNI es alta provocando que la temperatura del HTF se incremente. Mientras el flujo másico decrece, la temperatura promedio y la temperatura máxima al final del LFC incrementan, llegando a un máximo de 395,33 K cuando el flujo másico ha disminuido a 0,275 kg/s. La gráfica de la temperatura promedio se encuentra más próxima a la gráfica de la temperatura mínima, por lo que se concluye que dentro de la muestra de 5000 fechas la mayor parte de estas tienen una DNI baja.

La eficiencia térmica del colector se muestra en la Figura 3.13, mientras mayor sea la temperatura del HTF, la eficiencia térmica del receptor baja. La eficiencia térmica también baja si la radiación solar incidente es interceptada por los reflectores secundarios (horas muy en la mañana y tarde), provocando que estos se calienten y aumenten las pérdidas hacia el exterior.

4. CONCLUSIONES

En el presente trabajo, el comportamiento óptico y térmico de un colector lineal Fresnel con receptor trapezoidal fueron estudiados al acoplar el modelo óptico desarrollado en Solstice por el método de Monte-Carlo Ray Tracing (MCRT) con el modelo simplificado de resistencias térmicas. Adicionalmente, el modelo acoplado presenta un algoritmo de integración por Monte-Carlo para estimar la energía y pérdidas anuales en el colector. Se pueden derivar las siguientes conclusiones:

- Se desarrolló un modelo de acoplamiento entre el modelo óptico de MCRT y el modelo simplificado de resistencias térmicas que demostró ser factible y confiable para simular los procesos de transferencia de radiación solar y conversión de energía en el LFC con un receptor trapezoidal.
- El modelo acoplado presenta la ventaja de ser rápido en comparación con modelos que usan métodos por volúmenes finitos, por lo que es ideal para hacer análisis preliminares y optimizaciones de manera puntual, al día, mensuales, anuales, etc.
- Los modelos óptico y térmico que forman parte del modelo acoplado fueron validados basándose en investigaciones previas, además el modelo acoplado se aplicó en la caracterización óptica y térmica de un prototipo de LFC bajo datos meteorológicos realistas para la ciudad de Quito, los resultados indican que el presente modelo es ejercitable y útil.
- Los estudios paramétricos muestran que la eficiencia global promedio del LFC es de 0,473 con una energía útil anual máxima cercana a los 500 GJ cuando la longitud del LFC es de 50 m, la separación entre espejos es de 0,06 m, la separación bajo el receptor es de 0,05 m, la altura de la cavidad receptora es 0,065 m, el ángulo de los reflectores secundarios es de 45°, y el ancho de los espejos primarios es de 0,20 m.
- Mientras mayor es el ancho de los reflectores primarios, mayor cantidad de radiación solar se transfiere a la cavidad receptora, sin embargo, esto conlleva a que la eficiencia óptica caiga de 0,65 a 0,49 debido a que las pérdidas por rayos perdidos incrementan rápidamente.
- Si la separación entre espejos es baja, los espejos redirigen con mayor facilidad la radiación incidente hacia la placa absorbidora, si la separación es demasiado alta las pérdidas por sombras disminuyen, pero las pérdidas por rayos perdidos aumentan. Esto da lugar a que para espejos de ancho 0,20 m las configuraciones adecuadas sean separaciones entre espejos de 0,04 – 0,08 m y separación bajo el receptor de 0,01 – 0,15 m.

- Las pérdidas ópticas gobiernan el modelo al ser aproximadamente un 95% de las pérdidas totales, el 5% restante corresponde a las pérdidas térmicas. Por esta razón al variar únicamente parámetros geométricos del campo de espejos reflectores primarios, las pérdidas térmicas no se vieron alteradas, pero al contrario si se varían parámetros de la cavidad receptora se alteran tanto las pérdidas térmicas como las ópticas.

Como trabajos a futuro se puede usar el código desarrollado para optimizar la geometría del LFC. Además, se puede incluir los efectos de la absorción atmosférica en el trayecto de los reflectores primarios hacia el receptor, el usar un perfil solar diferente, tolerancias y desfases del posicionamiento de los reflectores primarios, usar diferentes HTF como aceites térmicos y el uso de diferentes aislantes y materiales dentro de la cavidad receptora trapezoidal con el objetivo de determinar qué materiales brindan un mejor comportamiento tomando en cuenta de que estos deben ser fácilmente adquiribles en el país.

Referencias Bibliográficas

- [1] Y. Qiu, Y.-L. He, M. Wu and Z.-J. Zheng, "A comprehensive model for optical and thermal characterization of a linear Fresnel solar reflector with a trapezoidal cavity receiver," *Renewable Energy*, no. 97, pp. 129-144, 2016.
- [2] G. Morin, J. Dersch, W. Platzer, M. Eck and A. Häberle, "Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants," *Solar Energy*, pp. 1-12, 2012.
- [3] R. Abbas, J. Muñoz-Antón, M. Valdés and J. Martínez-Val, "High concentration linear Fresnel reflectors," *Energy Convers* 72, pp. 60-68, 2013.
- [4] J. Pye, *System Modelling of the Compact Linear Fresnel. Ph.D. dissertation*, Sydney: University of New South Wales , 2008.
- [5] S. Sahoo, S. Singh and R. Banerjee, "Analysis of heat losses from a trapezoidal cavity used for a linear Fresnel reflector system," *Sol. Energy* 86, pp. 1313-1322, 2012.
- [6] M. A. Moghimi, K. J. Craig and J. P. Meyer, "A novel computational approach to combine the optical and thermal modelling of Linear Fresnel Collectors using the finite volume method," *Solar Energy*, pp. 407-427, 2015.
- [7] M. Ghodbane, B. Boumeddane and N. Said, "A linear Fresnel reflector as a solar system for heating water: theoretical and experimental study," *Case Studies in Thermal Engineering*, 2016.
- [8] M. Castro, *Hacia una matriz energética diversificada en Ecuador*, Quito: CEDA, 2011.
- [9] CONELEC, *Atlas Solar del Ecuador*, Quito, 2018.
- [10] World Bank, «World Development Report 2010: Development and Climate Change,» Washington, DC., 2010.
- [11] D. Vaca y F. Ordóñez , *MAPA SOLAR DEL ECUADOR*, Quito: Yessenia Yaguana, 2016.
- [12] H. L. Zhang, J. Baeyens, J. Degève y G. Cacères, «Concentrated solar power plants: Review and design methodology,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 22, pp. 466-481, 2013.
- [13] C. Hua, J. Jin y C. Shen, «Implementation of a DSP-Controlled Photovoltaic System with Peak Power Tracking,» *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 45, n° 1, pp. 99-107, 1998.
- [14] J. Guagua, «CNEL EP llega con energía a más sectores rurales de Esmeraldas,» CNEL EP, 2017. [En línea]. Available: <https://www.cnelep.gob.ec/tag/ferum/>. [Último acceso: 16 Mayo 2019].
- [15] G. Alva, L. Liu, X. Huang y G. Fang, «Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 68, pp. 693-706, 2017.
- [16] C. Guerrero y D. León , *Estudio preliminar del potencial solar y de implementación de una central solar térmica concentrada en Ecuador*, Cuenca: Universidad de Cuenca, 2018.
- [17] Asamblea Constituyente, *Constitución del Ecuador*, Ciudad Alfaro, Montecristi, 2008.
- [18] E. Bellos, «Progress in the design and the applications of Linear Fresnel Reflectors – A critical review,» *Thermal Science and Engineering Progress*, 2019.

- [19] M. Lin, K. Sumathy, Y. Dai, R. Wang and Y. Chen, "Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver," *Applied Thermal Engineering*, pp. 963-972, 2013.
- [20] F. Lara, N. Veázquez, D. Saucedo y A. Acuña, «Metodología para el Dimensionamiento y Optimización de un Concentrador Lineal Fresnel,» *Información Tecnológica*, vol. 24, nº 1, pp. 115-128, 2012.
- [21] G. Zhu, «New adaptive method to optimize the secondary reflector of linear Fresnel collectors,» *Solar Energy*, nº 144, pp. 117-126, 2017.
- [22] P. L. Singh, R. Sarviya y J. Bhagoria, «Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers,» *Applied Energy*, nº 87, pp. 541-550, 2010.
- [23] D. Jaramillo, Modelación y simulación del comportamiento térmico de un receptor solar de media temperatura tipo Fresnel de geometría trapezoidal, Quito: EPN, 2017.
- [24] J. Zhu y H. Huang, «Desing and thermal performances of semi-parabolic linear Fresnel reflector solar concentration collector,» *Energy Convers Manage*, nº 77, pp. 733-745, 2014.
- [25] S. Benyakhlef, A. Al Mers, O. Merroun, A. Bouatem, N. Boutammachte, S. El Alj, H. Ajdad, Z. Erregueragui y E. Zemmouri, «Impact of heliostat curvature on optical performance of Linear Fresnel solar concentrators,» *Renewable Energy*, nº 89, pp. 463-474, 2016.
- [26] V. Sharma, J. K. Nayak y S. B. Kedare, «Effects of shading and blocking in linear Fresnel reflector field,» *Solar Energy*, nº 113, pp. 114-138, 2015.
- [27] M. J. Montes, C. Rubbia, R. Abbas y J. M. Martínez-Val, «A comparative analysis of configurations of linear Fresnel collectors for concentrating solar power,» *Energy*, nº 73, pp. 192-203, 2014.
- [28] E. Bellos, E. Mathioulakis, C. Tzivanidis y V. Belessiotis, «Experimental and numerical investigation of a linear Fresnel solar collector with flat plate receiver,» *Energy Conversion and Management*, nº 130, pp. 44-59, 2016.
- [29] M. Mokhtar, B. Boussad y S. Nouredine, «A linear Fresnel reflector as a solar system for heating water: theoretical and experimental study,» *Case Stud Therm Eng*, nº 8, pp. 176-186, 2016.
- [30] K. Reddy y K. Ravi Kumar, «Estimation of convective and radiative heat losses from an inverted trapezoidal cavity receiver of solar linear Fresnel reflector system,» *International Journal of Thermal Sciences*, nº 80, pp. 48-57, 2014.
- [31] F. Nieto, Optimización geométrica del campo de espejos de un receptor de concentración solar lineal de Fresnel para latitudes ecuatoriales, Quito: EPN, 2018.
- [32] P. Tsekouras, C. Tzivanidis y K. Antonopoulos, «Optical and thermal investigation of a linear Fresnel collector with trapezoidal cavity receiver,» *Applied Thermal Engineering*, 2018.
- [33] «Coordenadas geográficas de Quito, Pichincha, Ecuador,» GeoDatos, 2019. [En línea]. Available: <https://www.geodatos.net/coordenadas/ecuador/pichincha/quito>. [Último acceso: 16 Julio 2019].
- [34] B. Piaud, C. Coustet, C. Caliot, E. Guillot y G. Flamant, «Application of Monte-Carlo sensitivities estimation in Solfast-4D,» *SolarPaces Conference 2012*, pp. 1-9, 2012.
- [35] J. F. Briesmeister, «MCNPTM—A General Monte Carlo N—Particle Transport Code,» 18 Diciembre 2000. [En línea]. Available:

- <https://permalink.lanl.gov/object/tr?what=info:lanl-repo/lareport/LA-13709-M>. [Último acceso: 2019].
- [36] J. A. Duffie y W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Hoboken: WILEY, 2013.
- [37] J. Gonzáles Aguilar, Sesión 4. Simulación con trazado de rayos. El código Soltrace., Madrid: EOI, 2015.
- [38] Méso-Star, SOLSTICE ABG (Absolute Beginner's Guide), Francia, 2018.
- [39] J. P. Rocchia, B. Piaud, C. Coustet, C. Caliot, E. Guillot, G. Flamant y J. Delatorre, «SOLFAST, a Ray-Tracing Monte-Carlo software for solar concentrating facilities,» *Journal of Physics: Conference Series*, nº 369, pp. 1-11, 2012.
- [40] Labex Solstice, «Research,» 2018. [En línea]. Available: <https://www.labex-solstice.fr/en/research/#publications>. [Último acceso: 23 Julio 2019].
- [41] C. Caliot, J.-J. Beziau, S. Blanco, C. Coustet, M. El Hafi, V. Eymet, G. Flamant, V. Forest, R. Fournier, B. Grange, E. Guillot y B. Piaud, «Logiciel Solstice,» LABEX-SOLSTICE, 2018. [En línea]. Available: <https://www.labex-solstice.fr/faits-marquants/#software>. [Último acceso: 2019 Julio 23].
- [42] Méso-Star, «solstice-input(5),» |Méso|Star, 2019. [En línea]. Available: <https://www.meso-star.com/projects/solstice/man/man5/solstice-input.5.html>. [Último acceso: 22 Julio 2019].
- [43] M. F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, San Diego: ACADEMIC PRESS, 2003.
- [44] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman y A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Hoboken: Jhon Wiley & Sons, 2007.
- [45] A. Fernández-García, E. Rojas, M. Pérez, R. Silva, Q. Hernández-Escobedo y F. Manzano-Agugliaro, «A parabolic-trough collector for cleaner industrial process heat,» *Journal of Cleaner Production*, pp. 1-14, 204.
- [46] « PROPIEDADES TERMICAS DE LIQUIDOS SATURADOS,» [En línea]. Available: <http://materias.fi.uba.ar/6731/Tablas/Tabla9.pdf>. [Último acceso: 2019].
- [47] J. Facão y A. C. Olivera, «Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator,» *Renewable Energy*, nº 36, pp. 90-96, 2011.
- [48] M. Ghodbane, B. Boumeddane y N. Said, «Design and Experimental Study of a Solar System for Heating Water Utilizing a Linear Fresnel Reflector,» *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. VIII, nº 3, pp. 805-825, 2016.
- [49] J. Coronel y L. Pérez, «Colección de Tablas, Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor,» Universidad de Sevilla, Septiembre 2016. [En línea]. Available: http://www.esi2.us.es/~jfc/Descargas/TC/Coleccion_tablas_graficas_TC.pdf. [Último acceso: 2019].
- [50] S. Chapra y R. Canale, *Métodos numéricos para ingenieros*, Ciudad de México: McGraw-Hill, 2015.